

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**DVOU-OKRUHOVÝ SYSTÉM CHLAZENÍ
ZÁŽEHOVÉHO MOTORU
DUAL CIRCUIT COOLING SYSTEM
FOR PETROL ENGINE**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Tomáš Reiner

Květen 2012

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Obor: 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Kolové dopravní a manipulační stroje

**DVOU-OKRUHOVÝ SYSTÉM CHLAZENÍ
ZÁŽEHOVÉHO MOTORU
DUAL CIRCUIT COOLING SYSTEM
FOR PETROL ENGINE**

Diplomová práce

KVM – DP – 650

Bc. Tomáš Reiner

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Celastýn Scholz, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: Ing. Karel Páv, Ph.D.

Počet stran: 84
Počet obrázků: 47
Počet tabulek: 11
Počet příloh: 5

Květen 2012

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Dvou-okruhový systém chlazení zážehového motoru

Anotace:

Diplomová práce řeší vytvoření výpočtového modelu, který postihuje chlazení motoru a umožňuje změnu vstupních parametrů. V práci je popsán vytvořený výpočtový model a proveden výpočet vlivu chlazení na spotřebu paliva motoru 1,2 l MPI/51 kW. Součástí práce je popis chladicích systémů a hlavních částí.

Diplomová práce je vytvořena za účelem použitelnosti ve společnosti Škoda Auto, a.s.

Klíčová slova: motor, chlazení, teplota, spotřeba paliva

Dual circuit cooling system for petrol engine

Annotation:

This Diploma Thesis solves creation computational model, which affects engine cooling and allows change input parameters. In the work is described computational model and is made computational on engine 1,2 l MPI/51 kW. Part of the work contains description of cooling systems and main parts.

This Diploma Thesis is created for using in Škoda Auto, a.s.

Key words: engine, cooling, temperature, fuel consumption

Desetinné třídění:

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2012

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu prof. Ing. Celastýnu Scholzovi, Ph.D. a konzultantovi panu Ing. Karlu Pávovi, Ph.D. za jejich čas, odbornou pomoc, připomínky a cenné rady. Dále děkuji společnosti Škoda Auto, a.s. za vypsání této diplomové práce a poskytnutí možností k realizaci.

Seznam symbolů a jednotek

s	sání	
e	výfuk	
sv	sací ventil	
ev	výfukový ventil	
sm	směs vzduchu s palivem	
spal	spaliny	
v	válec	
KH	klikový hřídel	
$\alpha_{ch.k.}$	součinitel přestupu tepla chladicí kapaliny	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
α_w	součinitel přestupu tepla	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
α_{wE}	součinitel přestupu tepla podle Eichelberga	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
α_{wH}	součinitel přestupu tepla podle Waschniho	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
α_{wW}	součinitel přestupu tepla podle Hohenberga	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
δ_h	tloušťka stěny hlavy válce	$[m]$
ε	kompresní poměr	$[-]$
η_c	celková účinnost motoru	$[-]$
$\eta_{hoř}$	celková účinnost hoření	$[-]$
$\eta_{hoř}^\lambda$	účinnost hoření daná bohatostí směsi	$[-]$
$\eta_{hoř}^+$	snížená účinnost hoření	$[-]$
κ	Poissonův poměr	$[-]$
κ_s	Poissonův poměr látky v sacím potrubí	$[-]$
λ	součinitel bohatosti směsi	$[-]$
λ_h	součinitel vedení tepla materiálu hlavy válců	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
λ_v	součinitel vedení tepla materiálu bloku válců	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
λ_{vlozka}	součinitel vedení tepla materiálu vložky válce	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
μ_s	průtokový součinitel sacího ventilu	$[-]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
φ	úhel pootočení klikové hřídele	$[^{\circ}KH]$
$d\varphi$	gradient natočení klikové hřídele	$[^{\circ}KH]$
$\Delta\varphi_h$	délka hoření	$[^{\circ}KH]$

φ_{h0}	počátek hoření	[°KH]
$\varphi_{h50\%}$	úhel natočení KH při 50% vyhoření čerstvé směsi	[°KH]
φ_{hk}	konec hoření	[°KH]
$\varphi_{H\dot{U}}$	poloha horní úvratě	[°KH]
$\Sigma(hdm)_v$	změna entalpie látky ve válci	[J]
C_1	konstanta hoření	[-]
C_1	Woschniho konstanta	[-]
C_2	Woschniho konstanta	[-]
c_s	střední pístová rychlost	[ms ⁻¹]
c_p	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
c_v	měrná tepelná kapacita při stálém objemu	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
D	vrtání	[m]
D_2	vnější průměr vložky válce	[m]
D_3	vnější průměr válce	[m]
e	vyosení pístního čepu	[m]
h	měrná entalpie látky	[Jkg ⁻¹]
$H_{upal}^{T_{Hu}}$	spodní výhřevnost paliva při teplotě T_{Hu}	[MJkg ⁻¹]
i	počet válců motoru	[-]
$L_{pal}^{T_{vpal}}$	výparné teplo paliva při teplotě T_{vpal}	[MJkg ⁻¹]
L_{vt}	stechiometrické množství suchého vzduchu	[kg/kg]
l	délka ojnice	[m]
M_e	efektivní moment	[Nm]
M_i	indikovaný moment	[Nm]
M_{pal}	hodinová spotřeba paliva	[kgh ⁻¹]
M_{vzd}	množství nasátého vzduchu	[kgh ⁻¹]
M_z	ztrátový moment	[Nm]
m	Wiebeho parametr hoření	[-]
$m_{\dot{c}pal}^{\dot{s}ání}$	množství čerstvého paliva prošlého sacím ventilem do válce	[kg]
$m_{\dot{c}sm}^{\dot{s}ání}$	množství čerstvé směsi prošlé sacím ventilem do válce	[kg]
$m_{\dot{c}vzd}^{\dot{s}ání}$	množství čerstvého vzduchu prošlého sacím ventilem do válce	[kg]
m_{pe}	měrná spotřeba paliva	[gkW ⁻¹ h ⁻¹]
m_{sm}^{ev}	množství směsi prošlé výfukovým ventilem	[kg]

m_{sm}^{sv}	množství směsi prošlé sacím ventilem	[kg]
m_{sm}^v	množství směsi ve válci	[kg]
m_{spal}^{ev}	množství spalín prošlé výfukovým ventilem	[kg]
m_{spal}^{sv}	množství spalín prošlé sacím ventilem	[kg]
m_{spal}^v	množství spalín ve válci	[kg]
m_v	množství plynu ve válci	[kg]
dm_v	gradient množství plynu ve válci	[kg]
dm_s	gradient množství plynu v sacím potrubí	[kg]
dm_{sm}^v	gradient množství směsi ve válci	[kg]
dm_{spal}^v	gradient množství spalín ve válci	[kg]
n	otáčky motoru	[min ⁻¹]
P_e	efektivní výkon	[W]
P_i	indikovaný výkon	[W]
P_s	tlakový poměr v sání	[-]
p_0	tlak ve válci v okamžiku uzavření sacího ventilu	[Pa]
p_b	barometrický tlak	[Pa]
p_e	střední efektivní tlak	[Pa]
p_e	tlak ve výfukovém potrubí	[Pa]
$p_{istř}$	střední indikovaný tlak	[Pa]
p_s	tlak v sacím potrubí	[Pa]
p_v	tlak ve válci	[Pa]
p_{vMAX}	maximální tlak ve válci	[Pa]
p_z	ztrátový tlak	[Pa]
p_{z0}	konstantní složka středního efektivního tlaku tření	[bar]
p_{zc1}	příspěvek třecích ztrát závislý na c_s	[bar/ms ⁻¹]
p_{zc2}	příspěvek třecích ztrát závislý na kvadrátu c_s	[bar/m ² s ⁻²]
p_{zp}	příspěvek třecích ztrát závislý na p_{vMAX}	[-]
dp_v	gradient tlaku ve válci	[Pa]
Q_h	teplo uvolněné hořením	[J]
Q_v	celkové teplo přivedené do oběhu	[J]
Q_w	teplo odvedené stěnami	[J]
dQ_w	gradient tepla odvedeného stěnami	[J]

Q_{wh}	teplo odvedeného stěnou hlavy válců	[J]
Q_{wp}	teplo odvedeného dnem pístu	[J]
Q_{wv}	teplo odvedeného stěnou pláště válce	[J]
R	poloměr válce	[m]
r	plynová konstanta	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
r_s	plynová konstanta plynu v sacím potrubí	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
r_v	plynová konstanta plynu ve válci	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
dr_v	gradient plynové konstanty plynu ve válci	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
S_h	teplosměnná plocha hlavy válce na straně válce	[m ²]
S_{h2}	teplosměnná plocha hlavy válce na straně chlazení	[m ²]
S_p	teplosměnná plocha dna pístu	[m ²]
S_s	průřez sacím ventilem	[m ²]
S_v	teplosměnná plocha pláště válce na straně válce	[m ²]
S_{v3}	teplosměnná plocha pláště válce na straně chlazení	[m ²]
t_0	teplota okolního vzduchu	[°C]
T_0	teplota ve válci v okamžiku uzavření sacího ventilu	[K]
t_{Hu}	teplota, ke které je vztažena výhřevnost paliva	[°C]
$T_{ch.k.}$	teplota chladicí kapaliny	[K]
t_e	teplota plynu ve výfuku	[°C]
T_{ev}	teplota plynu procházejícího výfukovým ventilem	[K]
T_s	teplota plynu v sání	[K]
T_{sv}	teplota plynu procházejícího sacím ventilem	[K]
T_v	teplota ve válci	[K]
dT_v	gradient teploty ve válci	[K]
t_{pal}	teplota paliva	[°C]
t_{vzd}	teplota vzduchu	[°C]
T_{wh}	teplota stěny hlavy válce ve válci	[K]
T_{wh2}	teplota stěny hlavy válce na straně chlazení	[K]
T_{wp}	teplota dna pístu	[K]
T_{wv}	teplota stěny pláště válce ve válci	[K]
T_{wv3}	teplota stěny pláště válce na straně chlazení	[K]
dt	gradient času	[s]
dU_v	gradient vnitřní energie	[J]

V_0	objem ve válci v okamžiku uzavření sacího ventilu	[m ³]
V_k	kompresní objem	[m ³]
V_v	objem válce	[m ³]
V_z	zdvihový objem	[m ³]
dV_v	gradient objemu válce	[m ³]
w	rychlost přestupu tepla	[ms ⁻¹]
w_h	rychlost uvolněného tepla	[ms ⁻¹]
x	vzdálenost pro určení geometrie motoru	[m]
x_k	stupeň vyhoření čerstvé směsi	[-]
$x_{k50\%}$	stupeň vyhoření čerstvé směsi při 50%	[-]
Z	zdvih	[m]

Obsah

1. Úvod	15
2. Způsoby chlazení zážehových motorů	17
2.1. Rozdělení chlazení podle druhu chladicího media	17
2.1.1. Olejové chlazení	17
2.1.2. Vzduchové chlazení	17
2.1.2.1. Náporové chlazení	18
2.1.2.2. Nucené chlazení	19
2.1.3. Kapalinové chlazení	20
2.1.3.1. Samooběžné chlazení	21
2.1.3.2. Nucené chlazení	21
2.2. Způsoby nuceného kapalinového chlazení	23
2.2.1. Jednookruhový systém chlazení	23
2.2.2. Dvou-okruhový systém chlazení	25
2.3. Hlavní části chladicí soustavy	27
2.3.1. Čerpadlo chladicí kapaliny	27
2.3.1.1. Přídavné elektrické čerpadlo chladicí kapaliny	28
2.3.2. Ventilátor	29
2.3.2.1. Ventilátor s viskózní spojkou	30
2.3.2.2. Elektricky poháněný ventilátor	31
2.3.3. Chladič chladicí kapaliny	32
2.3.3.1. Chladič se spádovým průtokem	34
2.3.3.2. Chladič s příčným průtokem	35
2.3.3.3. Uspořádání chladicí mříže	36
2.3.3.4. Celohliníkový chladič	37
2.3.4. Termostat	37
2.3.4.1. Vlnovcový termostat	38
2.3.4.2. Parafínový termostat	39
2.3.4.3. Elektrický termostat	40
2.3.5. Vyrovnávací nádobka	40
2.3.6. Spojovací potrubí a hadice chladicí soustavy	42
2.3.7. Chladicí kapalina	42

3. Výpočtový model	44
3.1. Vztahy využívané ve výpočtovém modelu	45
3.1.1. Teplota ve spalovacím prostoru	46
3.1.2. Hmotnostní množství plynu ve spalovacím prostoru	46
3.1.3. Látkové vlastnosti	47
3.1.4. Objem pracovního prostoru	48
3.1.5. Tlak v pracovním prostoru	48
3.1.6. Tepelné změny v systému	49
3.1.7. Přestup tepla	50
3.1.7.1. Přestup tepla hlavou válce	50
3.1.7.2. Přestup tepla stěnou válce	51
3.1.7.3. Přestup tepla čelem pístu	52
3.1.7.4. Součinitel přestupu tepla ve spalovacím prostoru	53
3.1.8. Měrná spotřeba paliva	54
3.2. Popis výpočtového modelu	55
3.2.1. Geometrie motoru	55
3.2.2. Látkové vlastnosti	56
3.2.3. Wiebe	56
3.2.4. Časování	58
3.2.5. Nastavení	58
3.2.6. Výpočty	60
3.2.7. Výsledky	60
3.2.8. Grafy	60
4. Motor 1,2 l MPI/51 kW	61
4.1. Zadané parametry	61
4.1.1. Geometrie motoru	61
4.1.2. Palivo a spaliny	62
4.1.3. Wiebeho zákon hoření	63
4.1.4. Časování ventilů	64
4.1.5. Nastavení	64
4.1.6. Výpočty	66
4.2. Výsledky	67
4.2.1. Kontrola výpočtového modelu	67
4.2.2. Vliv jednoho okruhu chlazení na měrnou spotřebu paliva	68

4.2.3. Vliv dvou-okruhového chlazení na měrnou spotřebu paliva	72
4.2.4. Volba vhodného nastavení teplot termostatů	73
5. Závěr	77
Seznam použité literatury	78
Přílohy	79

1. Úvod

V pístových spalovacích motorech dochází k přeměně tepelné energie na mechanickou práci. Maximální tlaky ve válci motoru jsou v hodnotách kolem 8 MPa u zážehových motorů a nejvyšší teploty v hodnotách kolem 2600 K. K zabezpečení odolnosti proti extrémnímu zatížení všech dílů ve válci motoru pomáhá mimo jiné i účinné chlazení. Teplo, které se z motoru odvádí chlazením, přestupuje nejprve z pracovní náplně válce do stěn hlavy válce, vložky válce a pístu, odkud je převáděno do chladicího média. Podstatný vliv na teplotní zatížení všech dílů pístového spalovacího motoru má přestup tepla do stěn válcové jednotky. Chladicí systém musí zajišťovat přípustné teplotní zatížení jednotlivých součástí motoru a pracovních látek a současně musí vytvářet podmínky pro optimální průběh pracovního cyklu. Řešení chladicího systému má poměrně velký vliv na hospodárnost provozu motoru a to jak z důvodů optimalizace teplotní úrovně motoru při jeho provozu, tak s ohledem na potřebné příkony k zajištění spolehlivé a bezproblémové funkce chlazení. Při plném zatížení motoru se chlazením odvádí asi 15 až 30% tepla, které se uvolňuje při spalování.

Během pracovního cyklu jsou v pístových spalovacích motorech velké rozdíly mezi maximální a minimální teplotou pracovní náplně ve válci. U zážehových benzinových motorů se nejvyšší teploty náplně válce pohybují v hodnotách kolem 2400 až 2600 K a to při vrcholné fázi hoření směsi. Nejnižší teploty jsou při plnění válců čerstvou náplní kolem 300 až 350 K. Změny teplot náplně válce v průběhu pracovního cyklu motoru jsou však velmi rychlé a spolu s dobrou tepelnou vodivostí materiálů, z kterých jsou tepelně nejvytíženější díly ve válci motoru vyrobeny, zajišťují, že povrchové teploty stěn uvnitř válce nedosahují teplot, které by ohrožovaly mechanické vlastnosti jednotlivých dílů. Nejvyšší teploty jsou ve válci motoru na talířku výfukového ventilu, obvykle se pohybují v rozsahu 500 až 620 °C. Povrchové teploty na hlavě válce a na čele pístu se pohybují v rozsahu 300 až 350 °C.

Pro určení nejvhodnější provozní teploty musí být brán ohled jak na velmi vysoké teploty, tak i na teploty nižší. Při nízkých teplotách na stěnách válců dochází k nadměrnému opotřebování pístních kroužků a válců. Při teplotě chladicí kapaliny 30 °C je opotřebení pístních kroužků asi osmkrát větší než při teplotě 80 °C. Naopak po překročení teploty 170 °C na stěnách válců může dojít ke ztrátě mazacích schopností oleje. Chlazení musí zabezpečit, aby motorový olej vytvořil na stěnách válců a součástí

mazaných tlakovým olejem souvislou vrstvu mazacího olejového filmu a snížil tak tření na stanovenou hranici. Dalším úkolem chladicí soustavy je vytápění vozidel v zimním období a u některých motorů také přehřev vzduchu nasávaného do motoru. U benzinových motorů se chlazením také snižuje sklon k detonačnímu spalování.

Předmětem diplomové práce je vytvoření výpočtového modelu, který simuluje děje během pracovního cyklu a vzniklé teplo odvádí pomocí dvou-okruhového chlazení. Program bude umožňovat změnu vstupních parametrů a vyhodnocovat vliv chlazení motoru na spotřebu paliva. Částí diplomové práce bude i zhodnocení přínosu dvou-okruhového chlazení na konkrétním motoru. Výpočtový model bude využit ve společnosti Škoda Auto, a.s.

2. Způsoby chlazení zážehových motorů

U chlazení motoru je požadovaný vysoký chladicí výkon chladicího systému, rovnoměrné chlazení jednotlivých částí zamezující tepelnému pnutí a malá hmotnost chladicího systému. Chladicí systém musí mít dobré přechody tepla, které nejsou omezovány usazenými nečistotami nebo usazováním vodního kamene. Pro provoz chladicího systému je požadována nízká spotřeba energie.

2.1. Rozdělení chlazení podle druhu chladicího média

Vzduchové chlazení - chlazení náporové,

- chlazení s nuceným prouděním vzduchu.

Kapalinové chlazení - termosifonové oběžné chlazení,

- chlazení s nuceným oběhem chladicí kapaliny.

Olejové chlazení.

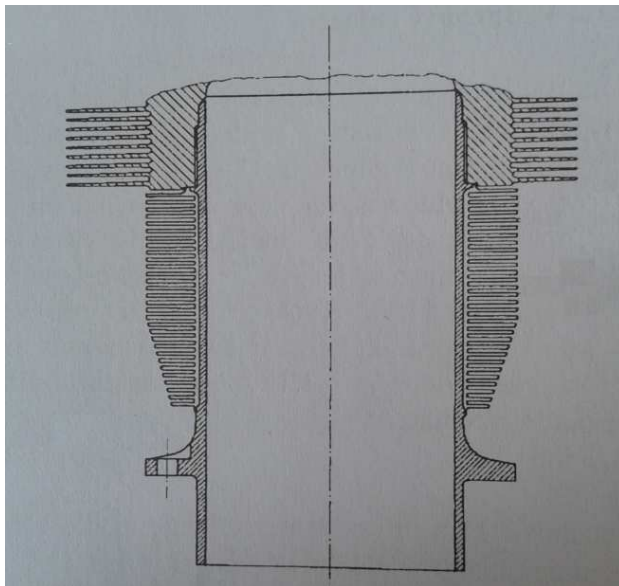
2.1.1. Olejové chlazení

Olejové chlazení je spíše druhotnou funkcí mazací soustavy. Hlavním úkolem mazací soustavy je vytvořit tenký olejový film na třecích plochách a snížit míru opotřebení součástí. Olej odvádí teplo a ochlazuje nejvíce tepelně namáhané součásti, jako je píst, a vymezuje provozní vůle. Olej nezamrzá a nevře v relevantním teplotním pásmu od -50 do 150 °C. U olejem chlazeného motoru nevznikají problémy s korozí a kavitací. Provozní teplota chladicího oleje je přibližně 130 °C a leží výrazně nad teplotou obvyklé chladicí kapaliny. Olej však není nejvhodnějším chladicím médiem, má malou měrnou teplotu a špatnou tepelnou vodivost. Účinnost chlazení motorového prostoru olejem je závislá také na viskozitě použitého oleje, čím vyšší je viskozita oleje, tím větší je mezní vrstva usazující se na stěnách součástí a tím je menší přestup tepla do proudícího oleje.

2.1.2. Vzduchové chlazení

Teplo vzniklé při spalování paliva ve válci motoru je odváděno z nejvíce tepelně zatížených ploch přímo vzduchem. Jedná se o přímý kontakt horkých stěn motoru

s okolním prostředím. Vzduch je do soustavy chlazení vtlačován, nasáván nebo se do soustavy dostává pouze náporem při jízdě. Vzduch posléze přijímá teplo a odvádí ho. Pro zvýšení odvodu tepla do okolí je vnější povrch motoru opatřen chladicími žebry, které zvětšují účinnou chladicí plochu. Hlava válců a blok válců jsou samostatné pro každý válec motoru a mívají rozličné žebrování, jak je znázorněno na obrázku 2.1.



Obr. 2.1: Konstrukce vzduchem chlazeného motoru [18].

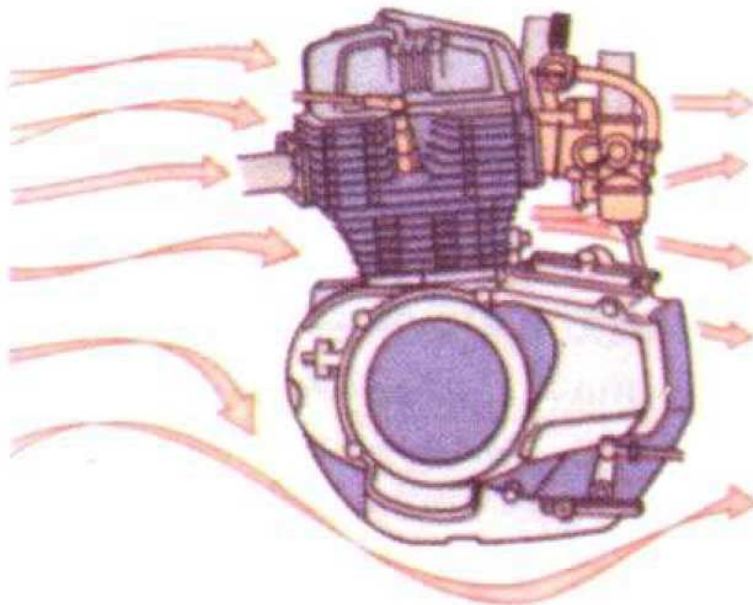
Výhodou vzduchového chlazení je jeho jednoduchost, nízké nároky na údržbu a opravy, rychlejší ohřev stěn válců motoru na provozní teplotu a nižší hmotnost motoru. Nevýhodou je větší zástavbový rozměr motoru vyplývající z potřeby chladicích žebor. Dalšími nevýhodami jsou vyšší hlučnost motoru, nižší rovnoměrnost chlazení, větší nároky na utěsnění motoru a vyšší pracovní teplota dílů motoru, což vede k použití kvalitnějších materiálů, které zvyšují cenu motoru.

Vzduchové chlazení se rozděluje podle toho, jakým způsobem se dosáhne proudění vzduchu na chlazení náporové, které je pouze pohybem motocyklu nebo vozidla a na chlazení nucené, oběh zajišťuje ventilátor.

2.1.2.1. Náporové chlazení

Náporové chlazení se používá především u motocyklů, kde je nezakrytý motor ochlazován proudem vzduchu vznikajícím při jízdě. Jedná se o nejjednodušší systém chlazení, který nevyžaduje skoro žádnou údržbu a má nízké výrobní náklady. Princip je ukázán na obrázku 2.2. Nevýhodou náporového chlazení je nerovnoměrné chlazení a

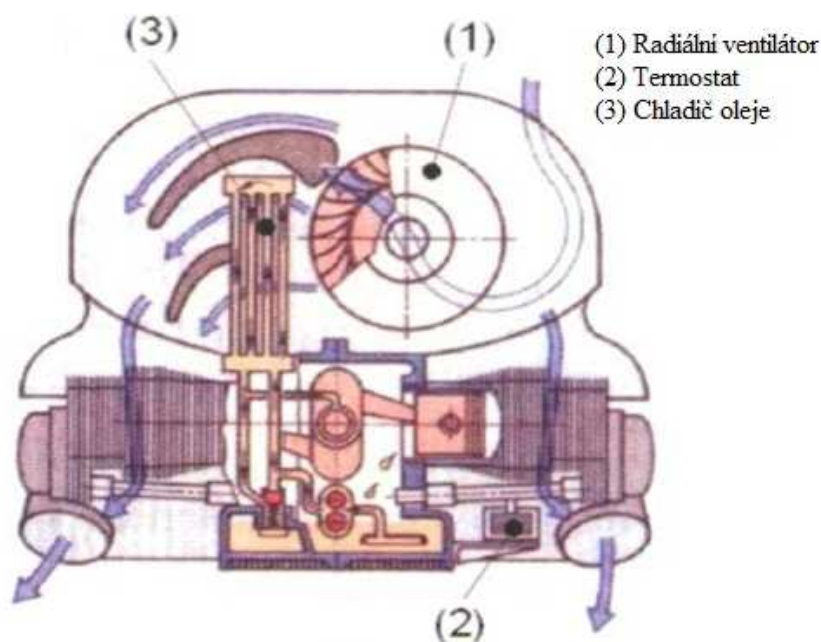
jeho intenzita značně závisí na teplotě okolí a rychlosti jízdy. Motor se může přehřát při velkých zatíženích a malé pojezdové rychlosti např. při jízdě do kopce. Naopak při jízdě z kopce při malém zatížení a velké rychlosti může dojít k podchlazení motoru.



Obr. 2.2: Náporové chlazení vzduchem[21].

2.1.2.2. Nucené chlazení

Nucené chlazení se používá u motorů zabudovaných ve vozidlech a skútrech. Dodávku vzduchu zajišťuje ventilátor, který je nezávislý na pojezdové rychlosti a může být axiální nebo radiální. Axiální ventilátor je menší, konstrukčně jednodušší a pro větší průtočné množství vzduchu je vhodnější. Radiální ventilátor je rozměrnější s tišším chodem a vyšším výkonem. Proudící vzduch je usměrňován kapotováním motoru plechy a rovnoměrně přiváděn k jednotlivým válcům. Na obrázku 2.3 je ukázán princip nuceného chlazení s radiálním ventilátorem (1).



Obr. 2.3: Nucené chlazení s radiálním ventilátorem [21].

Ventilátor může být umístěn před nebo za prostorem chlazení. U chlazení s ventilátorem, který je umístěn vpředu a vtláče vzduch do prostoru motoru pod tlakem, se jedná o přetlakové chlazení. Podtlakové chlazení je s ventilátorem umístěným na konci prostoru a nasává vzduch do prostoru chlazení. Ventilátor se pohání přímo od klikového hřídele nebo se používá převod klínovým řemenem nebo ozubeným soukolím.

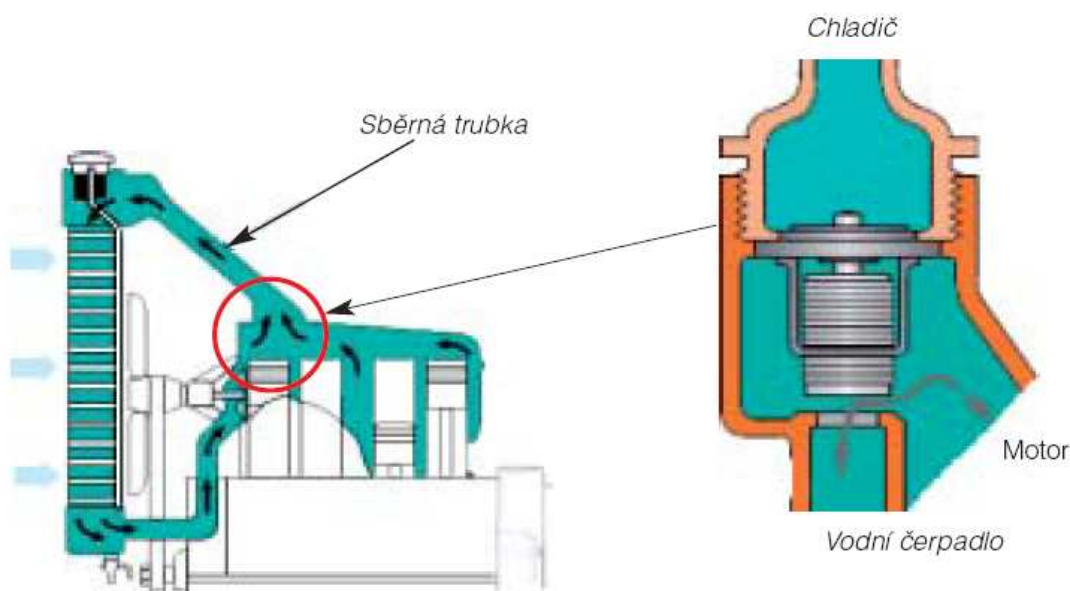
2.1.3. Kapalinové chlazení

U kapalinového chlazení je teplo z tepelně namáhaných a zatížených míst motoru odváděno do chladiče pomocí chladicí kapaliny. Chladicí kapalina proudí soustavou kanálů, která je vytvořena v bloku válců motoru a hlavě motoru. Chladicí prostory jsou uspořádány tak, aby byl umožněn oběh chladicí kapaliny systémem. V tepelném výměníku je proudícím vzduchem převáděno teplo z kapaliny do ovzduší. Ochlazená kapalina se vrací zpět do motoru. Celý systém je uzavřený a je na něj napojeno vytápění, případně klimatizační zařízení.

Výhodou kapalinového chlazení je nižší střední teplota horkých dílů motoru. Nižší zahřívání dílů snižuje materiálové nároky a zlepšuje hmotnostní naplnění válců motoru. Dále kapalinové chlazení umožňuje dosažení vyššího objemového výkonu motoru. Nevýhodou kapalinového chlazení je však možnost úniku chladicí kapaliny, což může způsobit výrazné poškození motoru.

2.1.3.1. Samooběžné chlazení

Samooběžné, nebo také termosifonové chlazení, se dnes již nepoužívá. U tohoto chlazení ohřátá chladicí kapalina, s menší měrnou hmotností, stoupá přes sběrnou trubku do horní části chladiče. Tam je kapalina ochlazována proudícím vzduchem, který proniká během jízdy přes výměník. Poté klesá dolů a opět se vrací do motoru. Pokud je motor v provozu, kapalina obíhá cirkulačním okruhem. Původně toto chlazení bylo podporováno pouze vzduchem, ale nebyla možná žádná regulace. Později byla cirkulace vody urychlena vodním čerpadlem a regulace termostatem. Byla odstraněna dlouhá zahřívací doba a udržována konstantní provozní teplota motoru, ale nevýhodou zůstal velký chladič a rozměrná potrubí, jak je ukázáno na obrázku 2.4.

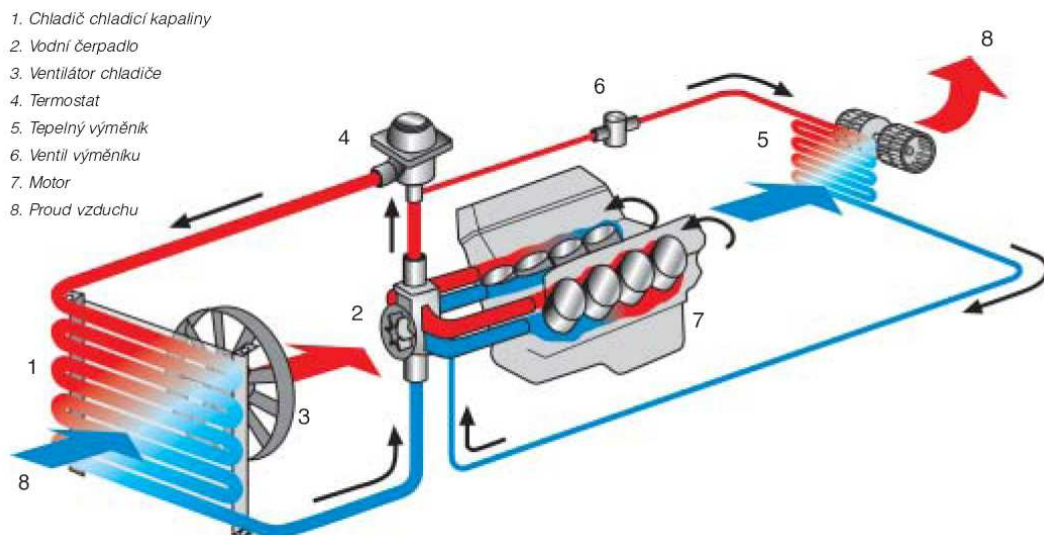


Obr. 2.4: Termosifonové chlazení [22].

2.1.3.2. Nucené chlazení

Chlazení s nuceným oběhem je u současných motorů nejpoužívanějším a nejúčinnějším způsobem chlazení, avšak konstrukčně složitějším proti chlazení vzduchovému, má větší počet součástí a i větší nároky na údržbu a opravy. Chladicí soustavy všech motorů jsou podobné. Liší se uspořádáním podle jednotlivých motorů a stupně výbavy vozu. Podle motoru a stupně výbavy jsou montovány i rozdílné chladiče a jejich ventilátory.

Chladicí soustava je uzavřený oběh a hlavními částmi jsou chladicí kapalina, čerpadlo chladicí kapaliny, chladič s ventilátory dochlazování, termostat, spojovací potrubí, hadice a vyrovnávací nádobka kapaliny. Přídavným systémem může být vytápění vozidla, jak je ukázáno na obrázku 2.5.



Obr. 2.5: Nucené chlazení [22].

Řídicím prvkem chladicí soustavy je termostat. Za běžných provozních podmínek motoru udržuje termostat teplotu chladicí kapaliny na výstupu z motoru na teplotě okolo 95 °C a tepelný spád na chladiči je přibližně 6 až 12 °C. Při vysokých zatížení zůstává termostat plně otevřen a teplota chladicí kapaliny se zvyšujícím zatížením roste. Kritickou je teplota, při níž v chladicím systému motoru začínají vznikat velké parní bubliny. Při atmosférickém tlaku je to teplota 100°C. Vyšší výkonnost chladicího systému lze dosáhnout vytvořením přetlaku v chladicí soustavě. Zvýšením tlaku o 0,01 MPa se zvýší teplota varu o 2,1 °C. Při přetlaku 0,1 MPa tak vzroste kritická teplota na 120 °C a tedy i teplotní spád na chladiči se zvýší o 20 °C. Je tedy možné zmenšit rozměry chladiče, nebo pracovat s vysokou rezervou chladicího výkonu soustavy. Vyšší provozní teplota motoru vede i ke snížení spotřeby paliva a množství škodlivin ve výfukových plynech. Avšak u zážehových motorů zvýšení teploty omezuje zvýšený sklon k detonačnímu spalování.

Maximálně přípustné teploty chladicí kapaliny jsou podle typu chladicího systému, provozního stavu a podle výrobce u osobních automobilů asi 100 až 120 °C a u užitkových automobilů asi 90 až 95 °C. Maximálně přípustné tlaky v chladicím

systemu jsou u osobních automobilů asi 0,13 až 0,2 MPa, u užitkových automobilů asi 0,05 až 0,11 MPa.

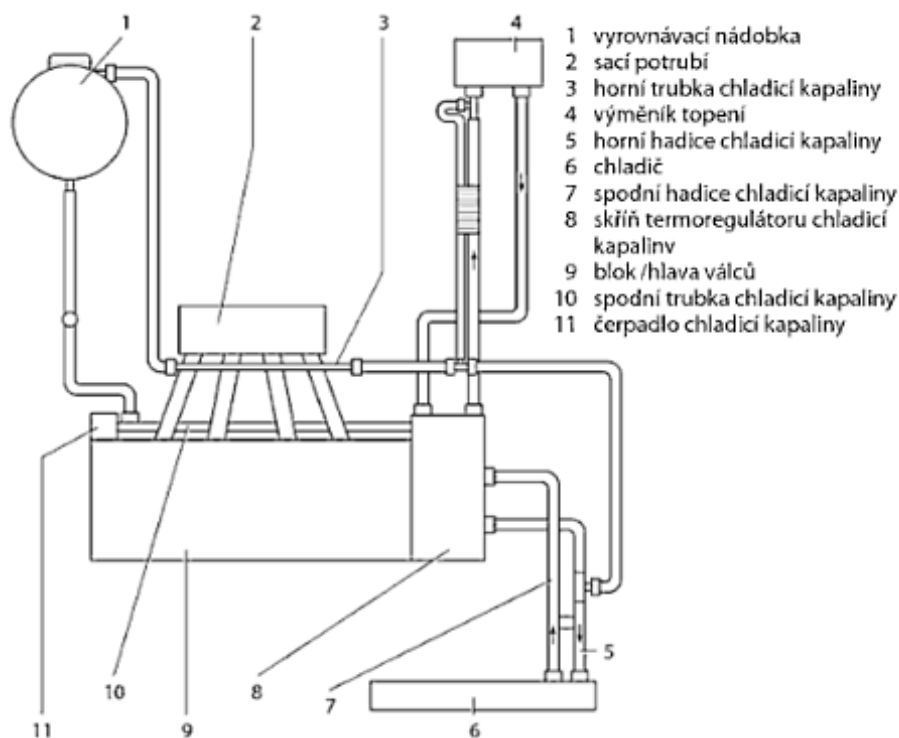
Páry nebo vzduch, které narušují cirkulaci chladicí kapaliny, se mohou objevovat i při nižších teplotách chladicí kapaliny, než jsou kritické údaje. K jejich odstranění se nejčastěji používá expanzní nádržka. Ta je o velikosti 25 až 30 % objemu chladicího systému. U větších vznětových motorů se používá vytvořeného volného objemu v horní komoře chladiče. Ten by měl činit 4 až 5% z celkového objemu chladicího systému. Nevýhodou je však nárůst výšky chladiče. Další možností odstranění par bývá plně uzavřený přetlakový systém s přetlakem až 0,2 MPa.

Chladicí systém automobilu je navržen tak, aby zabezpečil potřebný odvod tepla při plném zatížení automobilu, který se pohybuje rychlostí 12 až 15 km.hod⁻¹ a teplota okolního vzduchu je 40°C. Podle výsledků zkoušek je takto navržený chladicí systém pro jiné provozní podmínky automobilu předimenzovaný.

2.2. Způsoby nuceného kapalinového chlazení

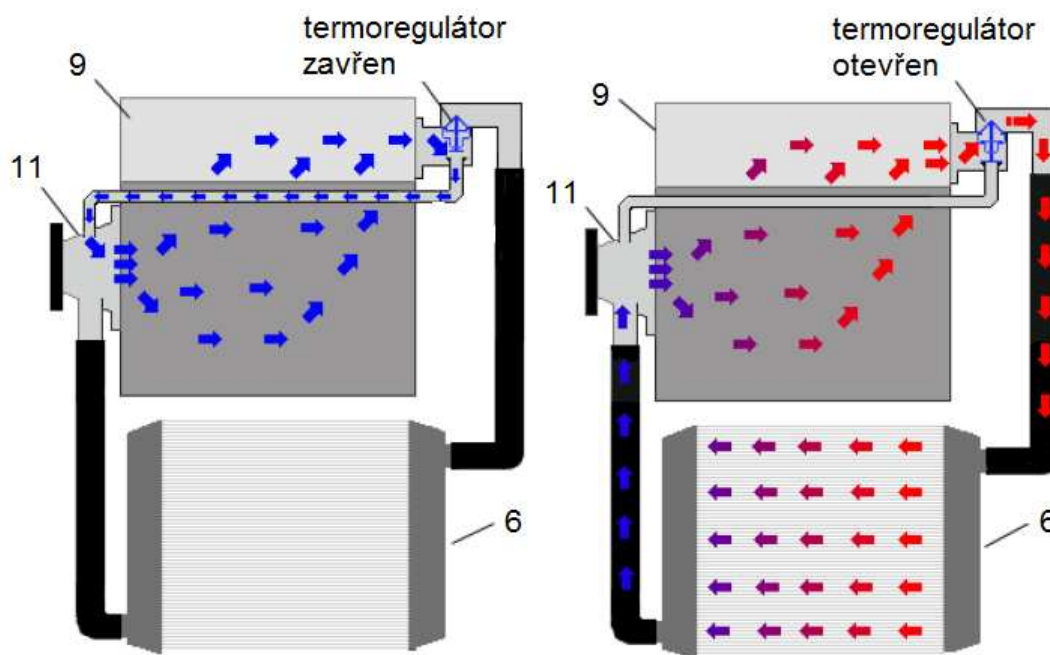
2.2.1. Jednookruhový systém chlazení

Jednookruhový systém je popsán na schématu chladicí soustavy motoru 1,4 l MPI koncernu Volkswagen, obrázek 2.6.



Obr. 2.6: Schéma chladicí soustavy motoru 1,4 l MPI [16].

Oběh chladicí kapaliny zabezpečuje čerpadlo (11), které je poháněno např. klínovým řemenem od klikového hřídele motoru. Chladicí kapalina je vháněná do chladicích kanálů motoru (9). Chladicí kapalina proudí mezi jednotlivými částmi systému trubkami a hadicemi. Použitím termostatu je chladicí okruh rozdělen na malý okruh pro studený motor a velký chladicí okruh pro zahřátý motor, to výrazně urychluje ohřátí motoru na provozní teplotu. Rozdíl mezi malým a velkým chladicím okruhem je znázorněn na obrázku 2.7.



Obr.2.7: Malý a velký chladicí okruh [20].

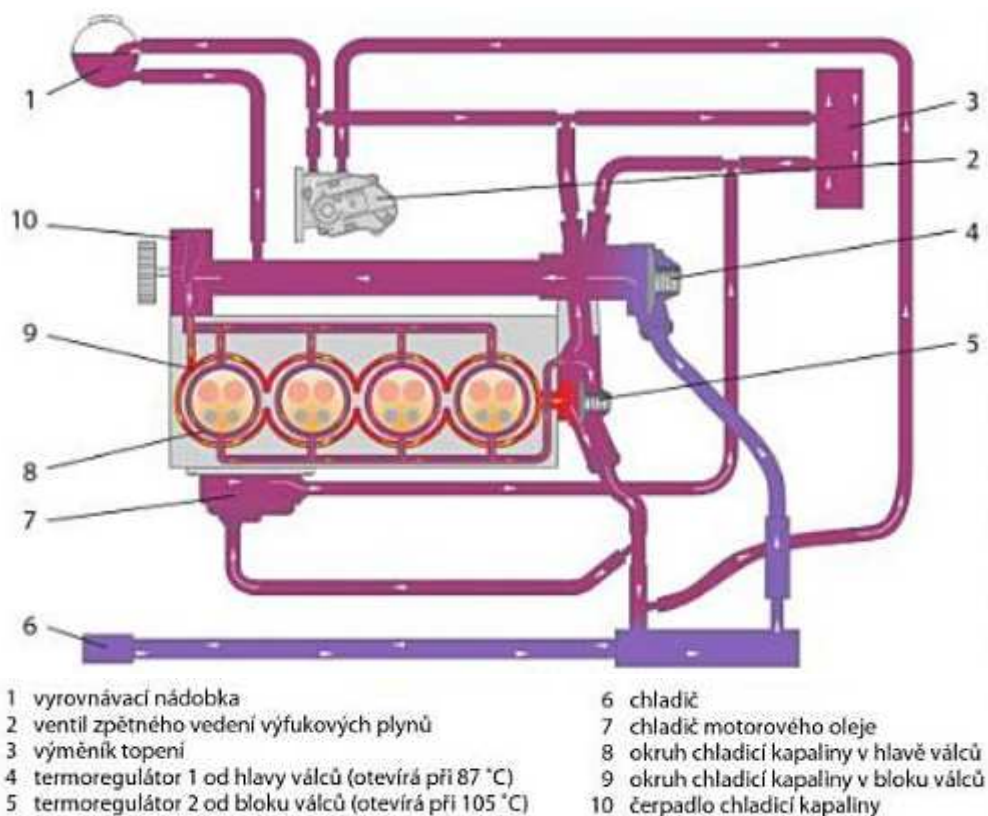
U studeného motoru termostát uzavírá vstup do chladiče (6) a čerpadlo dopravuje chladicí kapalinu do kanálů v bloku motoru a prostorů kolem válců a dále otvory v těsnění do hlavy válců. Z hlavy válců proudí kapalina přes skříň termostatu (8) zpět na sací stranu čerpadla. V případě zapnutí vytápění vozidla proudí určitá část chladicí kapaliny, podle polohy regulačního ventilu, do čerpadla přes tepelný výměník vytápění vozidla (4). Ohřátá chladicí kapalina se může použít také k predehřívání vzduchu v sacím potrubí (2). Nedílnou součástí obvodu je i vyrovnávací nádobka (1), která zabezpečuje nenarušenou cirkulaci chladicí kapaliny.

Po dosažení potřebné provozní teploty motoru otevírá termostát vstup do chladiče (6). Termostát reguluje provozní teplotu motoru. Zahřátá kapalina poté proudí přes hlavu válců motoru a termostát do horní komory chladiče a při prostupu chladičem se ochlazuje. Rozdíl mezi teplotou kapaliny vstupující do chladiče a teplotou kapaliny vystupující je při plném zatížení pouze 6 až 12 °C z důvodů malého tepelného pnutí uvnitř motoru.

2.2.2. Dvou-okruhový systém chlazení

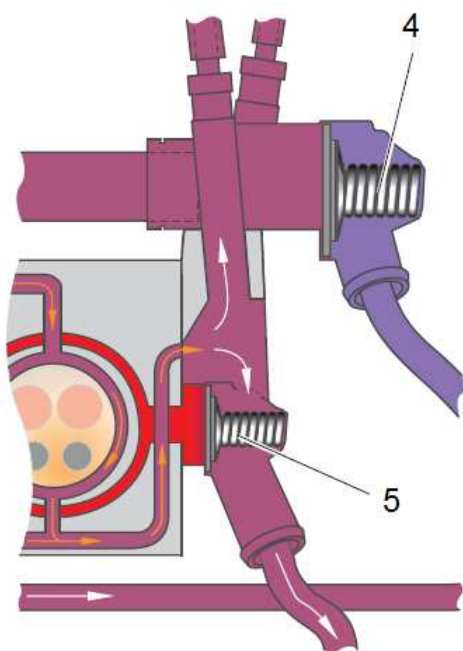
U současných automobilů se začíná čím dál častěji objevovat dvou-okruhový chladicí systém. Je umožněno oddělené proudění chladicí kapaliny o různých teplotách blokem válců a hlavou válců. Teplota chladicí kapaliny může být v hlavě válců až o 20°C nižší než v bloku válců. Přednostmi dvou-okruhového chladicího systému je lepší chlazení spalovacích prostor vlivem nižších teplot v hlavě válců, dosahuje se tím i lepšího plnění s menší tendencí ke klepání motoru. Vlivem vyšší teploty v bloku válců je menší tření klikového hřídele a menší tepelné ztráty. K ohřátí bloku válců dochází rychleji. Proudění chladicí kapaliny je regulováno dvěma termostaty, které jsou umístěny ve společné skříni termostatu. Jeden termostat je určen pro blok válců a druhý pro hlavu válců.

Na následujících obrázcích 2.8 až 2.11 je znázorněno schéma chladicí soustavy motoru 1,6 l FSI koncernu Volkswagen. U motoru 1,6 l FSI se k chlazení hlavy válců používá příčné chlazení, které zajišťuje rovnoměrný účinek chlazení všech spalovacích prostorů. U motoru je použito chlazení ventilu zpětného vedení výfukových plynů (2), vzhledem k tomu, že je ventil umístěn blízko místa odběru výfukových plynů. Ochlazení ventilu je řešeno jeho zapojením do okruhu chladicí kapaliny a tím je chráněn před vysokými teplotami.

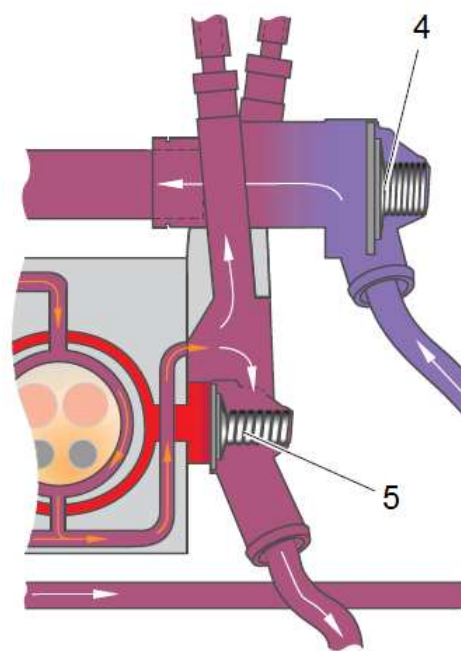


Obr. 2.8: Schéma chladicí soustavy motoru 1,6l FSI [16].

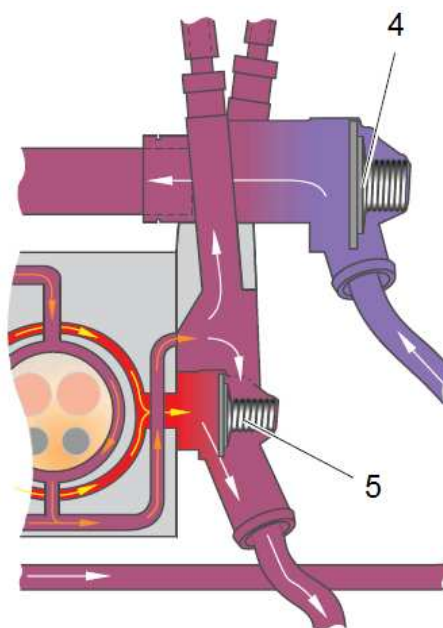
Chladicí systém je u motoru rozdělen do dvou okruhů. Třetina chladicí kapaliny v motoru proudí do bloku válců (9) a dvě třetiny ke spalovacím prostorům v hlavě válců (8). První termostat (4) je nastaven pro chladicí kapalinu na teplotu 87 °C a druhý (5) na teplotu 105 °C. Při startu motoru a teplotě chladicí kapaliny nižší než 87 °C jsou oba termostaty zavřeny, díky tomu se motor rychleji ohřeje na provozní teplotu. Proudění chladicí kapaliny zabezpečuje čerpadlo chladicí kapaliny (10) a kapalina proudí přes hlavu válců (8) do tělesa termostatu, výměníku topení (3), chladiče oleje (7), ventilu zpětného vedení výfukových plynů (2) a vyrovnávací nádoby (1). Při teplotě chladicí kapaliny od 87 °C do 105 °C je první termostat (4) otevřen a druhý termostat (5) zavřen. Teplota chladicí kapaliny v hlavě válce je tím nastavena na 87 °C a v bloku válců se teplota může nadále zvyšovat. Chladicí kapalina nově proudí i chladičem (6). Po překročení teploty 105 °C jsou oba termostaty plně otevřeny. Tím je teplota chladicí kapaliny v hlavě válců nastavena na 87 °C a v bloku válců na 105 °C. Chladicí kapalina proudí i blokem válců (9).



*Obr. 2.9: Nastavení termostatů
při teplotě chladicí kapaliny do 87°C
[16].*



*Obr. 2.10: Nastavení termostatů
při teplotě chladicí kapaliny od 87°C
do 105°C [16].*



Obr. 2.11: Nastavení termostatu při teplotě chladicí kapaliny nad 105°C [16].

2.3. Hlavní části chladicí soustavy

2.3.1. Čerpadlo chladicí kapaliny

Čerpadlo chladicí kapaliny slouží k cirkulaci chladicí kapaliny v chladicím okruhu. Průtok musí být řešen tak, aby zabezpečoval co nejrovnoměrnější rozložení teplot v chlazených dílech motoru. Čerpadlo tak zabraňuje vzniku parních pytlů na místech s vysokou teplotou, např. na stěnách válců v místě doběhu těsnících kroužků, v hlavě válců v okolí výfukových kanálů, případně spalovací komory u vznětových motorů s nepřímým vstřikem.

V tělese čerpadla zaplněném chladicí kapalinou se otáčí oběžné kolo s radiálními lopatkami. Lopatkové kolo zachycuje ve své ose kapalinu, nasávanou z dolní komory chladiče, a tlačí ji podél lopatek k obvodu směrem ven do bloku motoru. Čerpadlo je umístěno na bloku motoru a sací částí spojeno pomocí pryžové hadice se spodní komorou chladiče. Čerpadla jsou bezúdržbová a v případě poruchy se vyměňují jako celek. U některých motorů může být lopatkové kolo čerpadla zapuštěno do bloku motoru. Čerpadlo je nejčastěji poháněno klínovým nebo ozubeným řemenem od klikového hřídele motoru. Otáčky oběžného kola čerpadla poháněného motorem bývají vyšší než otáčky klikového hřídele. Používá se také přímý pohon čerpadla klikovým hřídelem, nebo může být čerpadlo poháněno elektromotorem. Elektricky řízeným a regulovaným pohonem čerpadla můžeme dosáhnout menší spotřeby paliva.

Regulace pohonu čerpadla je závislá na provozní teplotě a přizpůsobuje výkon okamžitým potřebám. Některá provedení čerpadel chladicí kapaliny jsou na obrázku 2.12.



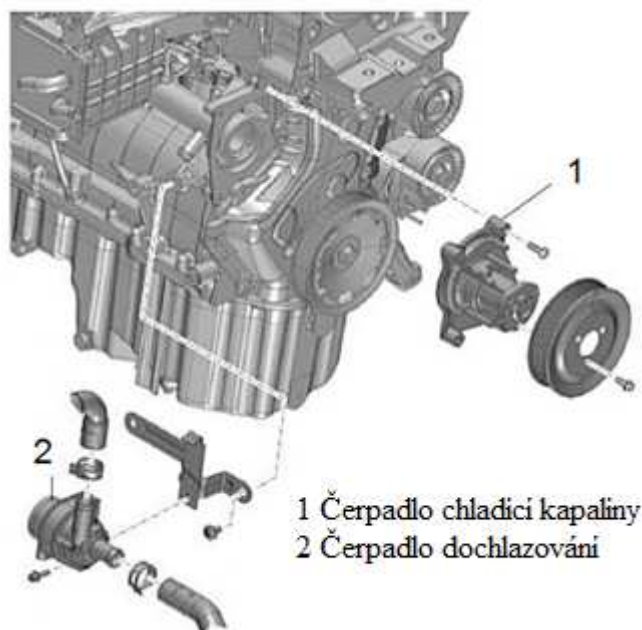
Obr. 2.12: Provedení čerpadel chladicí kapaliny [20].

Tlak na výstupu čerpadla se volí tak, aby překonal všechny tlakové ztráty systému a zabezpečil dostatečnou kavitační bezpečnost v oblasti chlazených stěn válců. Počet cyklů úplného průchodu chladicí kapaliny systémem je proto 7 až 12krát za minutu. Tlak ve vstupním nátrubku čerpadla musí být vyšší o 0,02 až 0,04 MPa, než je tlak vzniku parních bublin v kapalině. Průtočná rychlost chladicí kapaliny by měla být ve výstupním kanálu čerpadla menší než $2,5$ až 3 m.s^{-1} a v průřezech bloku a hlavy nemá být vyšší jak 1 m.s^{-1} . Za těchto podmínek se tlak ve výstupu čerpadla pohybuje v rozmezí 0,05 až 0,15 MPa.

2.3.1.1. Přídavné elektrické čerpadlo chladicí kapaliny

U většiny přepřínovaných benzinových motorů je chladicí okruh vybaven přídavným elektrickým čerpadlem dochlazování chladicí kapaliny. Toto čerpadlo zajišťuje dodatečný oběh chladicí kapaliny, aby se po odstavení horkého motoru z provozu zabránilo přehřátí turbodmychadla a tvorbě usazenin z oleje na hřídeli turbíny turbodmychadla. Elektrické čerpadlo dochlazování chladicí kapaliny je řízeno řídicí jednotkou motoru a zůstává činné maximálně 15 minut po vyřazení motoru z provozu. Po dobu činnosti čerpadla dochlazování je chladicí kapalina z chladiče přiváděná

do turbodmychadla v opačném směru. Uložení přídavného elektrického čerpadla dochlazování chladicí kapaliny (2) je společně s čerpadlem chladicí kapaliny (1) zobrazeno na obrázku 2.13.



Obr. 2.13: Montážní přehled čerpadla chladicí kapaliny motoru 1,4 l TSI [16].

2.3.2. Ventilátor

Úkolem ventilátoru chlazení je zajistit dostatečný přívod čerstvého vzduchu do chladiče, který pracuje jako tepelný výměník vzduch – voda. Ventilátor zabezpečuje průtok chladicího vzduchu průřezem výměníku tepla, zejména v okamžiku nedostatečného přirozeného proudění, např. při malé rychlosti jízdy nebo při dlouhém stání a chodu na volnoběh.

Ventilátor je nejčastěji umístěn v rámu na zadní straně chladiče, který je upevněn k přední stěně karoserie. Kolem lopatek ventilátoru je obvykle ochranný kryt, který usměrňuje proud vzduchu a současně zabraňuje vnikání cizích těles do otáčejících se lopatek. Oběžné kolo ventilátoru je u menších motorů lisováno z plastových hmot, u větších pak odléváno pod tlakem z hliníkových slitin.

Možnost regulace množství proudícího vzduchu je závislá na způsobu pohonu ventilátoru, ten je s pevným nebo variabilním pohonem ventilátoru. U pevného pohonu ventilátoru je ventilátor připevněn přírubou na hřídel čerpadla chladicí kapaliny. Je trvale poháněn, společně s čerpadlem, většinou jednoduchým nebo vícedrážkovým klínovým řemenem od klikového hřídele a není možno regulovat množství proudícího

vzduchu. Ventilátor tedy chladí i tehdy, když to není žádoucí, např. po studeném startu nebo v zimě. Převodový poměr mezi klikovým hřídelem a hřídelem ventilátoru bývá 0,9 až 1,4. Při volbě převodového poměru je však nutno uvažovat se skutečností, že příkon ventilátoru roste s třetí mocninou jeho otáček, takže převod do rychla je vhodný pouze pro pomaloběžné motory.

Ventilátor s variabilním pohonem se dnes používá prakticky u všech vozidlových motorů chlazených kapalinou. Variabilní pohon zohledňuje rozdílné požadavky na výkon ventilátoru podle rychlosti jízdy a podle provozního stavu motoru. U osobních automobilů je požadavek na chladicí výkon motoru při pojezdové rychlosti automobilu 12 až 15 km/hod poměrně malý a při větších rychlostech stačí zabezpečit potřebný průtok vzduchu dynamický tlak na vstupu chladiče.

V důsledku proměnného pohonu ventilátoru se u osobních automobilů ušetří energie kolem 3 kW. Dochází k snížení spotřeby paliva a zvýšení využitelného výkonu motoru. Provozní teploty je dosaženo rychleji a je konstantní. Proměnným pohonem se také sníží hluk ventilátoru.

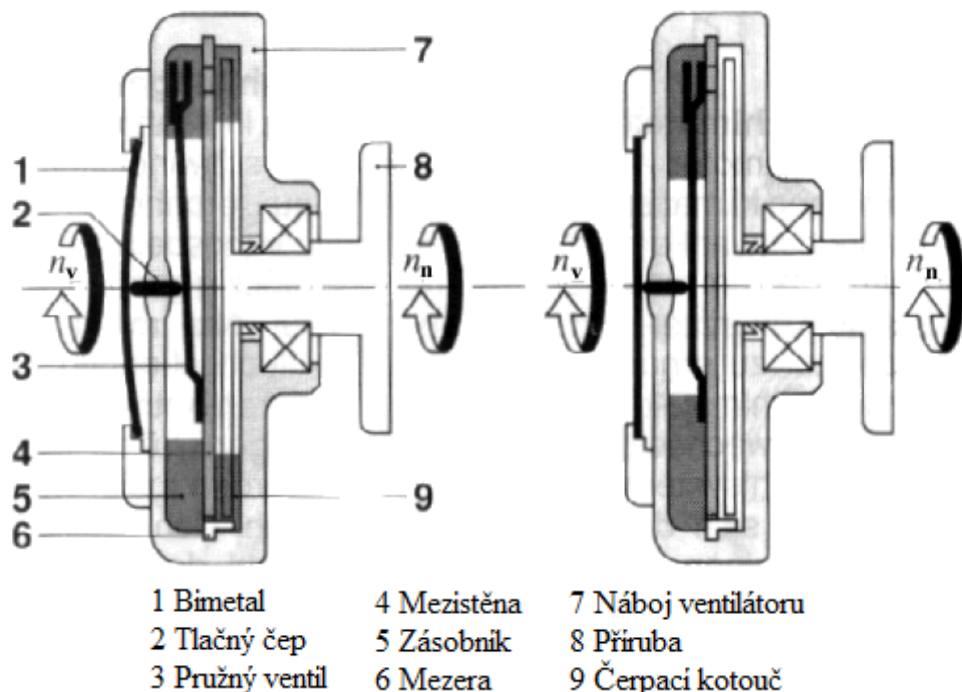
U motorů je ventilátor připojený spojkou nebo je ventilátor poháněn s variabilními otáčkami. Otáčky jsou regulovány podle teploty motoru. K vypínání mechanicky poháněného ventilátoru slouží třecí spojky ovládané dvojkovým nebo jednoduchým roztažným členem, elektromagnetické spojky spínané tepelným spínačem nebo viskózní spojky. K odpojení ventilátoru dojde, jakmile při jízdě přirozené proudění vzduchu dostačuje pro odvedení tepla z chladiče a motorového prostoru.

2.3.2.1. Ventilátor s viskózní spojkou

U ventilátorů poháněných od klikové hřídele motoru se používá k regulaci výkonů viskózní spojka. Je umístěna v náboji ventilátoru a obsahuje žebrovaní na povrchu náboje, které zajišťuje přenos tepla z proudu vzduchu za chladičem k řídícímu bimetalu u samoregulující spojky.

Princip činnosti je na obrázku 2.14, kde na levém schématu je spojka zapnuta a otáčky ventilátoru n_v jsou přibližně rovny otáčkám náhonové příruby n_n . Příruba (8) je poháněna vhodným převodem od klikové hřídele motoru. Propojení je zajištěno vnitřním třením vysoko viskózní kapaliny a její přilnavostí na stěnách. Přes tuto kapalinu unáší čerpací kotouč (9) těleso náboje ventilátoru (7). Při nízké teplotě

vzduchu za chladičem se bimetal (1) narovná a přes tlačný čep (2) uzavře pružným ventilem (3) otvor v mezistěně (4), pravé schéma. Přes mezeru (6) na obvodě spojky se všechna kapalina přesune do prostoru zásobníku (5). Mezi čerpacím kolem a tělesem náboje ventilátoru je pouze vzduch, který neumožňuje přenos výkonu.

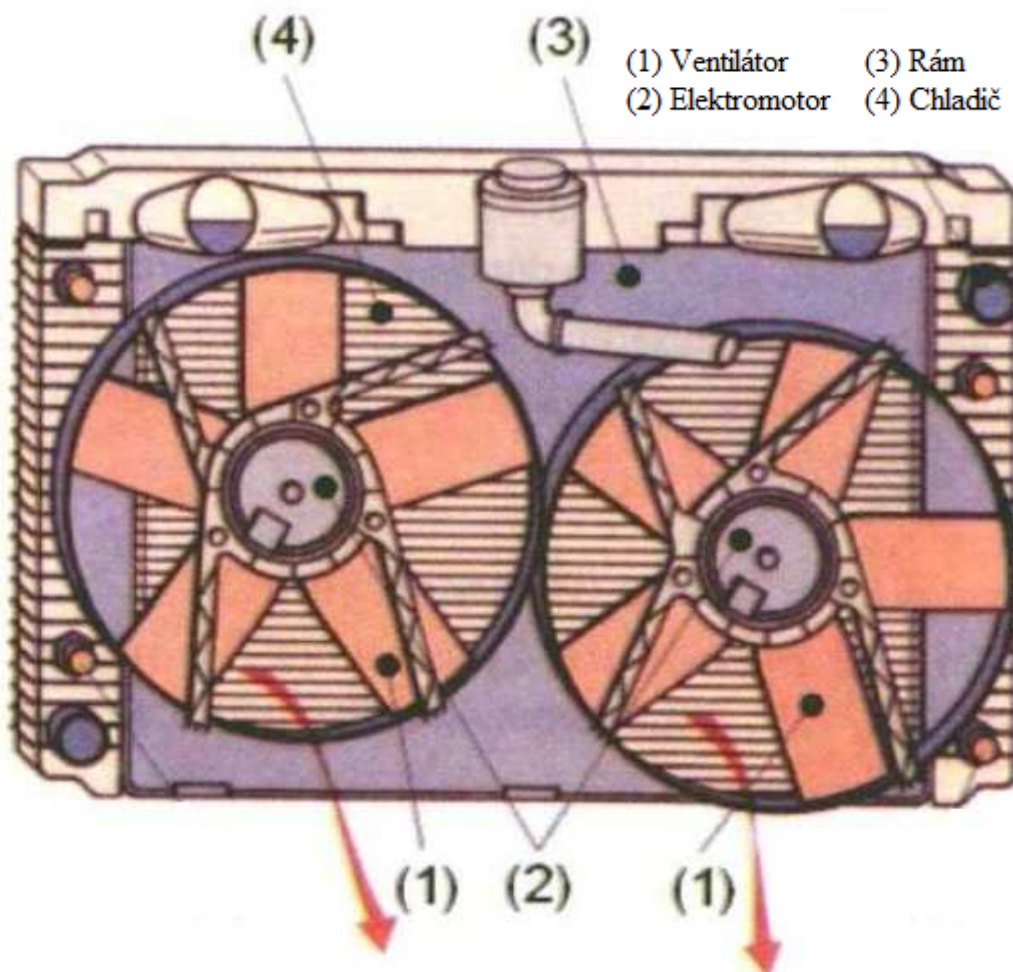


Obr. 2.14: Schéma viskózní spojky ventilátoru [14].

Druhou možností regulace je viskózní spojka s ovládáním pružného ventilu elektromagnetem. Místo pouze jedné regulované veličiny se používá k regulaci více vstupních veličin. Zpravidla to jsou mezní teplotní hodnoty různých chladicích médií. Výhodou je rychlá reakce spojky na změnu teplotního režimu motoru.

2.3.2.2. Elektricky poháněný ventilátor

V současné době se používají ventilátory poháněné elektromotorem. U výkonnějších motorů se používá soustava se dvěma až třemi ventilátory a každý ventilátor je poháněn vlastním elektromotorem. Na obrázku 2.15 jsou dva ventilátory (1) s poháněnými elektromotory (2) zabudovanými v nábojích ventilátorů. Ventilátory jsou zabudovány v rámu (3) a ten uchycen k zadní straně chladiče chladicí kapaliny (4).



Obr. 2.15: Elektricky poháněné ventilátory [21].

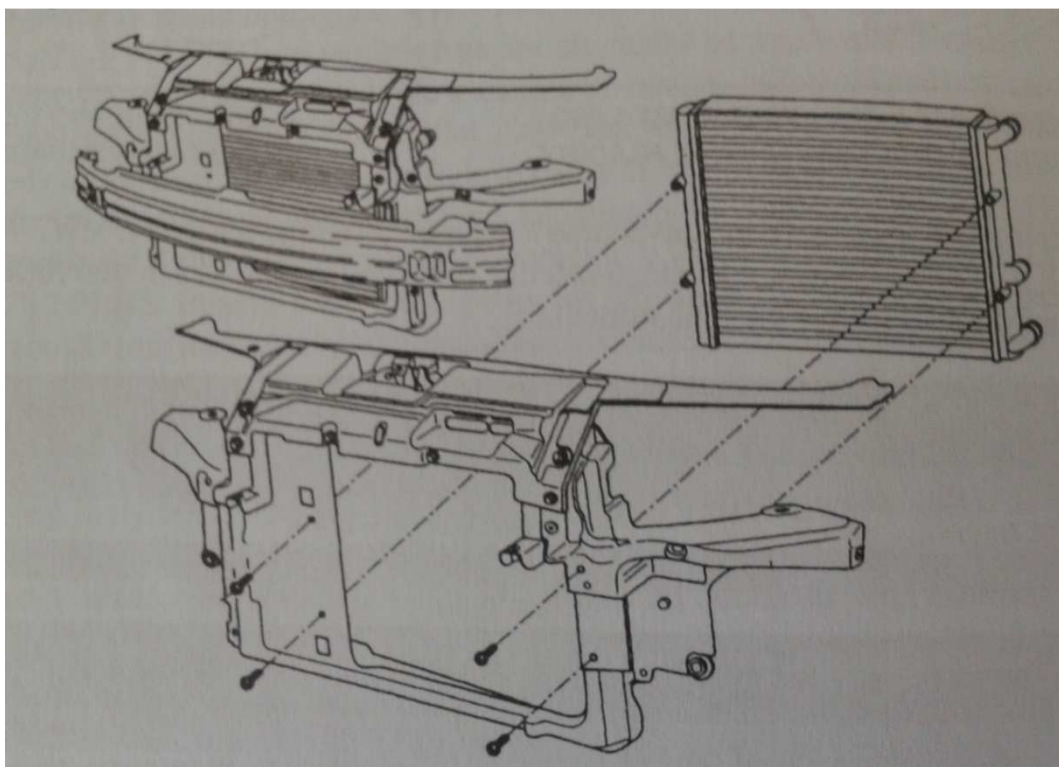
Zapínání a vypínání chodu ventilátoru ovládá řídicí jednotka, která přebírá signál od snímače výstupní teploty chladicí kapaliny, klimatizace, případně dalších čidel. Otáčky elektromotoru ventilátoru mohou být regulovány stupňovitě nebo plynule.

K výhodám proměnného pohonu přibývají elektrickým pohonem další výhody. Chlazení může být zachováno i po zastavení motoru, tím se zamezuje možnému přehřátí motoru akumulovaným teplem. Využitím elektromotorů odpadá potřeba využití klikové hřídele motoru k pohonu čerpadla a chladič může být v karoserii umístěn nezávisle na poloze motoru.

2.3.3. Chladič chladicí kapaliny

Hlavním úkolem chladiče je předat teplo, odváděné chladicí kapalinou z motoru, do okolní atmosféry. Chladič je uložen v přední stěně karoserie, jako je na obrázku 2.16, nebo rámu vozidla na pružných silentblocích, které snižují otřesy. Chladič je

spojen pomocí pryžových hadic s hlavou válce v horní části a s čerpadlem od dolní komory chladiče.



Obr. 2.16: Montáž chladiče do přední stěny karoserie [3].

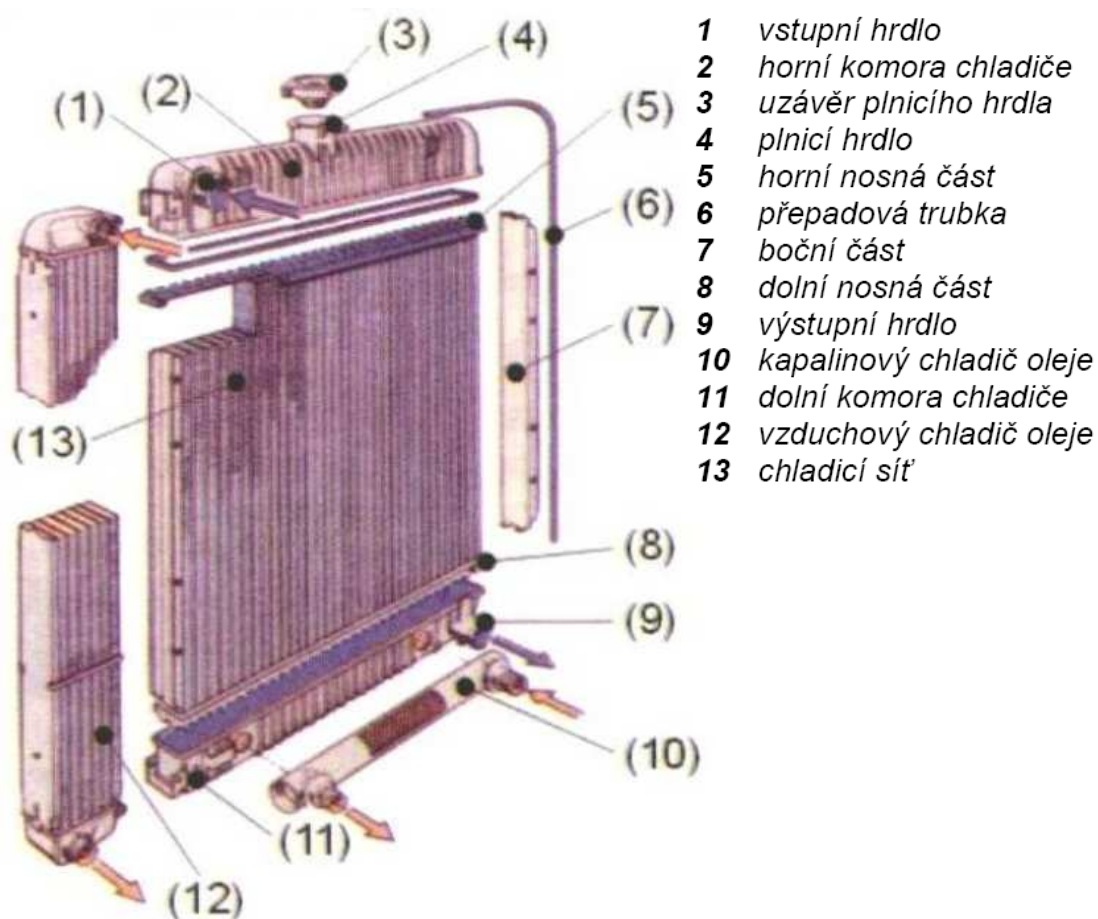
Chladiče jsou různých velikostí podle typu vozidla, používaného motoru a příslušenství, jako je např. klimatizace nebo automatická převodovka. Volba chladiče také závisí na klimatické zóně, pro kterou je vůz určen. Podle těchto parametrů jsou pak k chladiči přiřazeny vhodné ventilátory.

Chlazení probíhá pomocí chladicích žebër, kterými je veden vzduch. Vhodným uspořádáním trubek s chladicí kapalinou a žebër je tvořena co největší teplosměnná chladicí plocha tak, aby chladicí vzduch odebíral chladicí kapalině velké množství tepla. Jestliže chladicí kapalina protéká od shora dolů, jedná se o spádový průtok. V případě proudění kapaliny zprava doleva nebo obráceně se jedná o příčné proudění.

Chladiče jsou skládané, kde jsou hlavními částmi vstupní a výstupní komory a chladicí mříž. Komory, které rozvádějí chladicí kapalinu na blok chladiče, se dnes vyrábějí většinou z plastu zesíleného skelným vláknem, ale mohou být také z lehkých kovů nebo slitin mědi a zinku. Chladicí mříž je u dnešních automobilů výhradně z hliníkové slitiny.

2.3.3.1. Chladič se spádovým průtokem

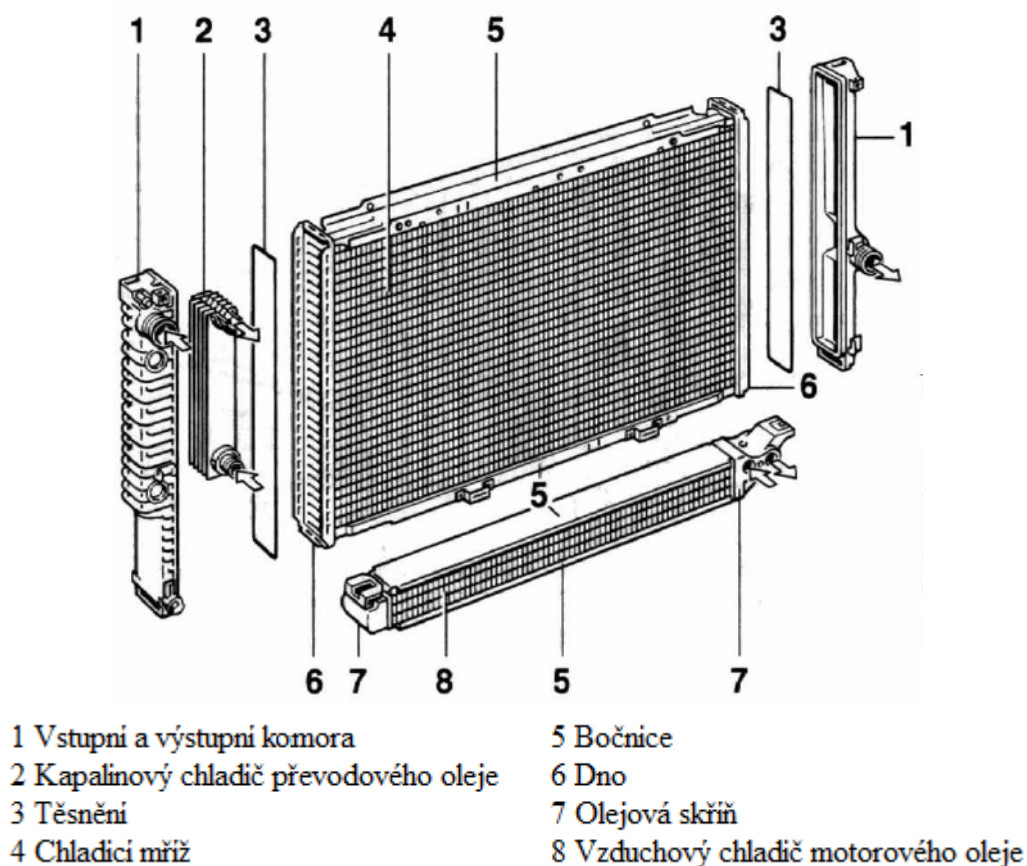
Chladiče se spádovým průtokem se používají u větších osobních automobilů nebo v užitkových vozech. U spádového průtoku proudí chladicí kapalina shora dolů. Chladič je na obrázku 2.17 a skládá se z horní (2) a dolní komory (11) na chladicí kapalinu, mezi kterými je umístěna chladicí mříž (13). Tu tvoří trubky chladicí kapaliny a vlnitá žebra. Na horní komoře chladiče (2) je vstupní hrdlo (1) pro chladicí kapalinu proudící z motoru, které je u přetlakových soustav spojeno s vyrovnávací nádrží pro doplňování chladicí kapaliny. Pokud je soustava rovnotlaká, tak je součástí chladiče přepadová trubka (6), která má za úkol odvádět přebytečnou chladicí kapalinu a vyrovnávat nežádoucí přetlak, popř. také podtlak v chladicím systému. V horní komoře chladiče je plnicí hrdlo (4) s uzávěrem (3). Součástí chladiče bývá i kapalinový chladič oleje (10) a vzduchový chladič oleje (12).



Obr. 2.17: Chladič se spádovým průtokem [21].

2.3.3.2. Chladič s příčným průtokem

Chladicí kapalina proudí chladičem horizontálně z jedné strany na druhou. Chladiče jsou až o 40% menší než chladiče se spádovým průtokem a používají se ve většině dnešních osobních automobilů. Konstrukce chladiče s příčným průtokem je na obrázku 2.18.



Obr. 2.18: Konstrukce chladiče s příčným průtokem [14].

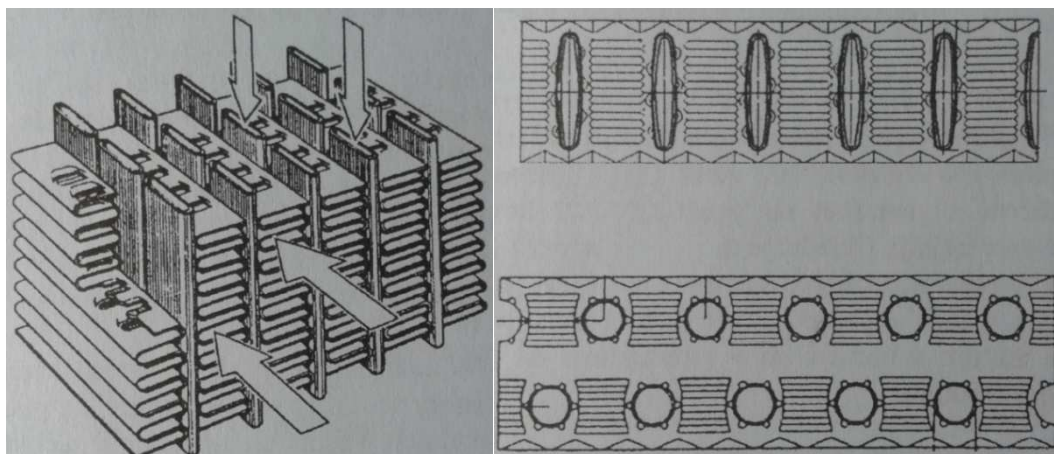
V základním provedení je chladič tvořen vstupní a výstupní komorou (1) a chladicí mříží (4) umístěnou mezi těmito dvěma komorami. Kapalina ohřátá v motoru je přiváděna do vstupní rozdělovací komory na levé straně chladiče, prochází chladicí mříží, kde předává teplo proudícímu vzduchu a z pravé sběrné komory je odváděna zpět do sání čerpadla. Toto uspořádání je vhodné pro chladiče osobních automobilů s nízkou přídílí.

Pro zvýšení chladicí účinnosti je v některých případech rozdělena komora na jedné straně chladiče na dvě poloviny, jednu vstupní a druhou výstupní. Chladicí kapalina tak musí procházet chladicí mříží dvakrát.

Do soustavy chladiče mohou být zabudovány i další výměníky tepla, jako je kapalinový chladič převodového oleje (2), zejména u vozidel s automatickou převodovkou. Chladič převodového oleje je umístěn ve vstupní komoře chladiče motoru, protože pro snížení ztrát je požadována vyšší provozní teplota tohoto oleje. Výhodou je i rychlejší ohřev oleje po nastartování studeného motoru. Na spodní bočnici (5) je připojena olejová skříň (7) se vzduchovým chladičem motorového oleje (8).

2.3.3.3. Uspořádání chladicí mříže

Nejdůležitějším prvkem automobilového chladiče je chladicí mříž zajišťující výměnu tepla mezi chladicí kapalinou a okolním vzduchem. Chladiče jsou pájeny na tvrdo nebo mechanicky smontované. Byly vyvinuty různá provedení, ale v současné době se prakticky používá pouze provedení trubkové. Pro chlazení výkonných motorů při malém prostoru pro chladič se používá pájený vysokovýkonný trubkový chladič s vlnitými žebry a plochými trubkami. Trubkový chladič je tvořen soustavou tenkostěnných trubek, které jsou v koncích spojeny do vstupní a výstupní komory. Chladicí plocha je zvětšena pomocí vlnitých žebry. U méně výkonných motorů nebo motorů s menšími nároky na kompaktnost se používají cenově výhodnější mechanicky sestavené trubkové chladiče s příčnými žebry. Podle tvaru trubek rozlišujeme trubky kruhové nebo oválné a trubky ploché. Trubky jsou uspořádány v několika řadách buď přímo v řadách za sebou nebo prostřídavě. Prostřídání trubek v jednotlivých řadách zajišťuje lepší omývání trubek vzduchem a dosáhne se silné turbulence při průtoku, čímž se zvětší prostup tepla. Pro zlepšení přechodu tepla mohou být trubky chladiče vybaveny ještě turbulentními vložkami, např. vlnitými nebo kovovými pásky. Příklady uspořádání trubek je zobrazeno na obrázku 2.19.



Obr. 2.19: Uspořádání a tvar trubek [18].

2.3.3.4. Celohliníkový chladič

Nejmodernější současnou konstrukcí chladiče je celohliníkový chladič bez okrajových příček. U celohliníkového chladiče tvoří jeden celek chladicí vložka s oběma komorami. Tyto chladiče se po sestavení jednotlivých dílů spojí průchodem pecí. Nepotřebnosti bočních čel chladicí vložky je dosaženo rozšířením konců trubek chladiče a jejich tvarování do obdélníku tak, že vznikne uzavřený svazek trubek, který je sepnut a uzavřen jednoduchou hliníkovou komorou chladiče.

Podstatným znakem celohliníkového chladiče je výrazně snížená hloubka žebrování, tím se sníží i montážní hloubka, což umožňuje úsporu místa pro zabudování do karosérie. Hmotnost chladiče se sníží o 5 až 10 %. Chladič má vysokou účinnost, jednoduchou výrobu a úplnou recyklovatelnost konstrukčního dílu jako celku.

2.3.4. Termostat

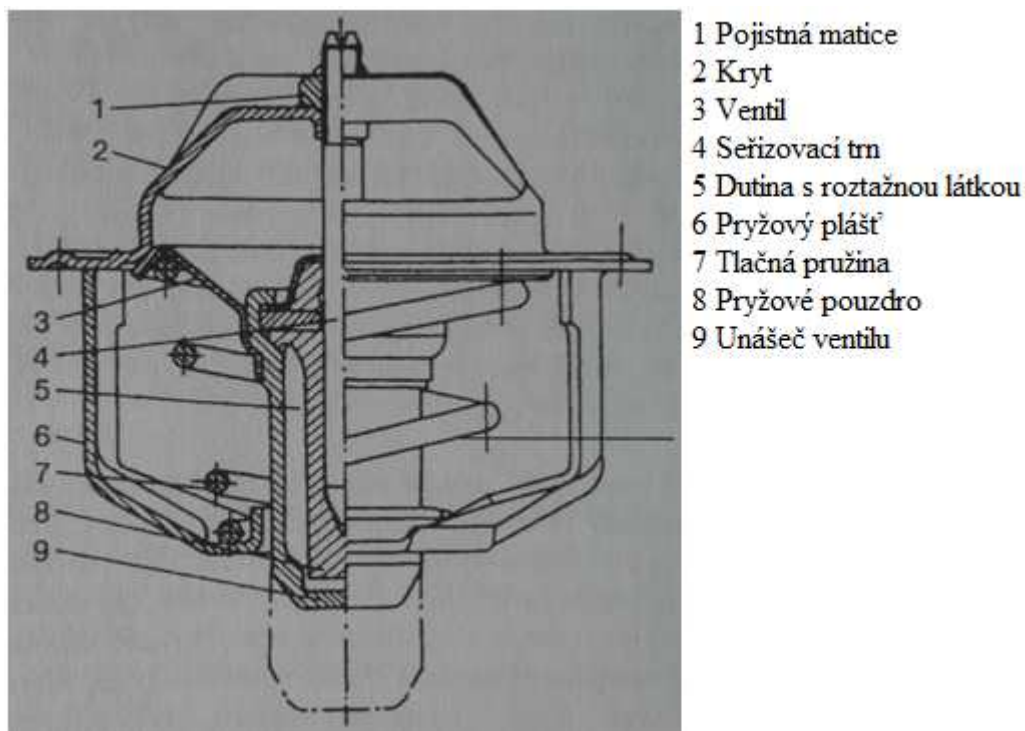
Ovládacím prvkem chladicího systému je termostat. Ten reguluje teploty a ovládá proudění chladicí kapaliny v systému. Po spuštění studeného motoru zajišťuje co nejrychlejší zahřátí motoru na provozní teplotu a poté tuto teplotu udržuje v určitém úzkém rozmezí i při velmi rozdílných klimatických podmínkách a silně kolísajícím zatížením motoru. Termostat udržuje chladicí kapalinu na stanovené provozní teplotě mezi 85 až 110 °C.

Termostat bývá nejčastěji umístěn v pouzdru na hlavě válců, ale může být zařazen i do spojovacího potrubí s chladičem. Tepelný režim je řízen automaticky, protože termostat je umístěn v nejvyšší části chladicího systému u kapalinou chlazených motorů, tím nejlépe reaguje na změny tepelného režimu, probíhající ve spalovacím prostoru.

Při studeném motoru protéká chladicí kapalina malým chladicím okruhem od válců přes hlavu válců k termostatu a krátkým spojením k čerpadlu. Zahříváním chladicí kapaliny a tím i termostatu dochází k plynulému přepínání z malého chladicího okruhu na velký okruh. Ve velkém chladicím okruhu proudí chladicí kapalina k motoru přes chladič.

Přepínání mezi okruhy zajišťuje jednocestný nebo dvoucestný termostat. U jednocestného termostatu je malý okruh otevřen trvale, bez ohledu na teplotu. Termostat má menší průtokový průřez, takže škrtícím účinkem proudí většina chladicí

kapaliny při přepnutí velkým chladicím okruhem. Řez jednocestným termostatem je zobrazen na obrázku 2.20.



Obr. 2.20: Řez jednocestným termoregulátorem [18].

Dvoucestný termostat se velmi často používá především u vozidel s výkonnými motory. U dvoucestného termostatu se přepínáním z malého na velký chladicí okruh uzavírá krátké spojovací vedení k čerpadlu chladicí kapaliny a otevírá se vstup do chladiče. Střídavým zavíráním a otvíráním obou ventilů se dosahuje velmi malého kolísání teploty chladicí kapaliny a tedy i provozní teploty motoru.

Látkou reagující na teplotu a svou roztažností přepínající ventil termostatu je vhodná kapalina nebo pevná látka, výjimečně plyn. Kapalinu využívá vlnovcový termostat a pevnou látku parafrínový termostat.

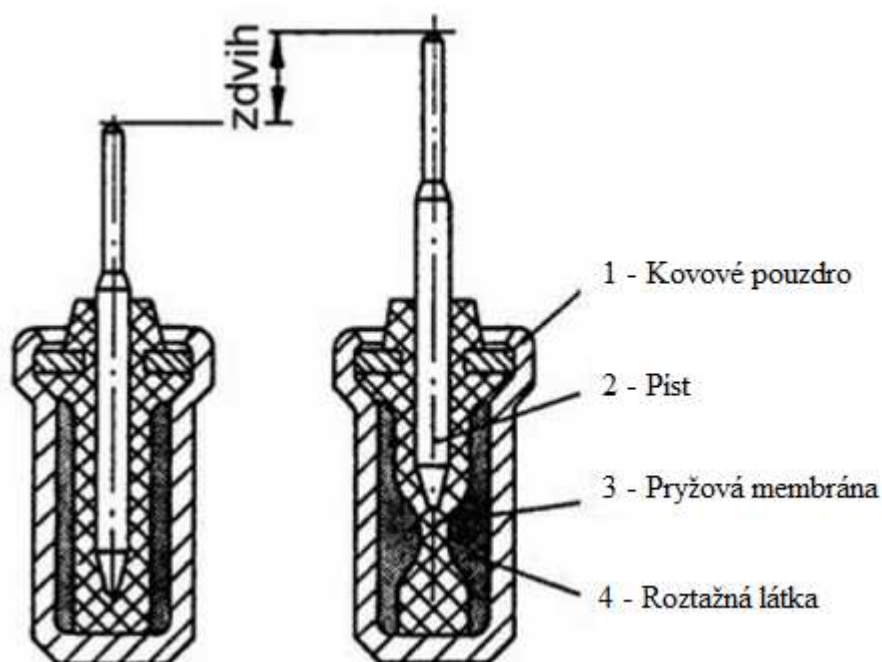
2.3.4.1. Vlnovcový termostat

Termostat je tvořen uzavřeným pouzdem z bronzového nebo mosazného plechu, jehož plášť má tvar vlnovce. Pouzdro je vzduchotěsné a je z části vyplněné tekutinou s nízkým bodem varu, nejčastěji lihem. Nad hladinou kapaliny je vakuum. Při teplotě kolem 75 °C se vlivem rostoucího vnitřního tlaku začne vlnovec prodlužovat a otevírat

příslušný ventil. Termostat se používá u motorů chlazených vzduchem. Naopak použití není vhodné u systémů, které pracují s vnitřním přetlakem, protože tlak v systému ovlivňuje otevírací a uzavírací teplotu termostatu.

2.3.4.2. Parafrínový termostat

Tepelně roztažný člen je tvořen kovovým utěsněným pouzdem (1), pracovním pístem (2), který odděluje pryžová membrána (3) od tepelně roztažné látky (4), jak je znázorněno na obrázku 2.21.



Obr. 2.21: Princip činnosti roztažného prvku [18].

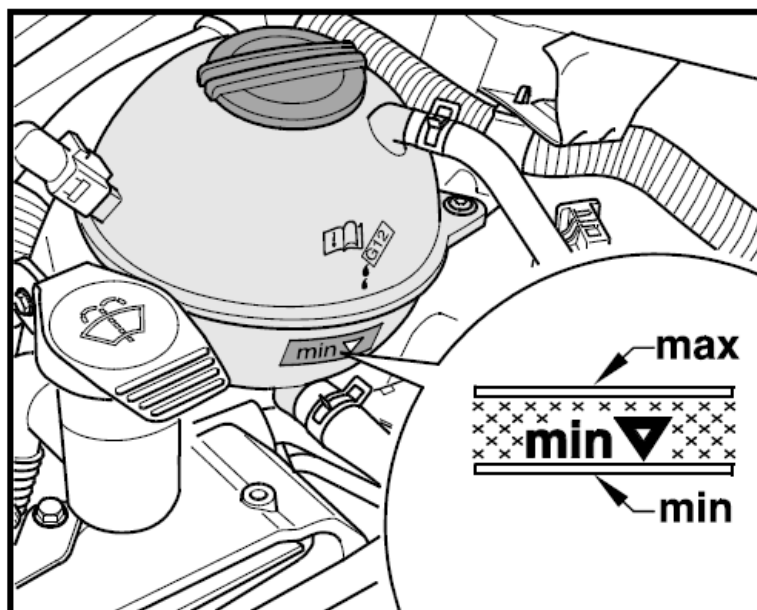
Roztažnou látkou je parafrín, který má za běžné teploty voskovitou strukturu. Píst je uložen posuvně v pouzdru s membránou a vzhledem k tělesu termostatu je nepohyblivý. Naproti tomu se pouzdro vůči pístu může pohybovat. Na pístu je umístěn ventil, který u studeného motoru uzavírá přístup do chladiče. S rostoucí teplotou chladicí kapaliny přibližně na 80 °C se pracovní látka roztaví a dalším zahříváním roste její objem a píst je z tělesa vytlačován. Pohybem kovového tělesa vůči pístu se otevře ventil. Při teplotě asi 95 °C je ventil zcela otevřen. Poklesem teploty chladicí kapaliny pružina tlačí kovové těleso zpět proti pístu, ten se do něj zasune a zavírá tak ventil.

2.3.4.3. Elektrický termostat

U moderních motorů se objevují i elektricky řízené termostaty. Je využito roztažnosti parafínového elementu, ale teplota je řízená řídicí jednotkou motoru podle datového pole. Řídicí jednotka přijímá jako vstupní signály kromě teploty chladicí kapaliny i teplotu nasávaného vzduchu, zatížení motoru a rychlost jízdy. Je simulována zvýšená teplota chladicí kapaliny, takže se nastaví optimální úroveň teploty. V oblasti s částečným zatížením je spotřeba paliva silně závislá na teplotě chladicí kapaliny. Zvýšení teploty otevírání termostatu by přispělo k požadovanému zvýšení teploty v oblasti s částečným zatížením, ale má negativní účinek při plném zatížení. U plného zatížení by nebylo zaručeno dostatečné chlazení. Kromě toho by z důvodu řízení klepání vznikaly plnicí ztráty a pozdní zážehy. Termostat s řízením podle datových polí pracuje ve všech provozních situacích, ve kterých motor bez poškození unese zvýšenou úroveň teploty kolem 98°C bez proudu jako konvenční termostat. Jedná se především o oblasti s částečným zatížením. Ve všech ostatních případech, tedy v oblastech plného zatížení, při kterých by vlivem teploty chladicí kapaliny kolem 98 °C mohlo dojít ke zpoždění funkce, je roztažný prvek vyhříván pomocí elektrického topného motoru, aby se simulovala zvýšená úroveň teploty. Během několika málo sekund se otevře nebo zvětší průřez do velkého okruhu chladicí kapaliny a tím se sníží teplota motoru asi na 80 °C.

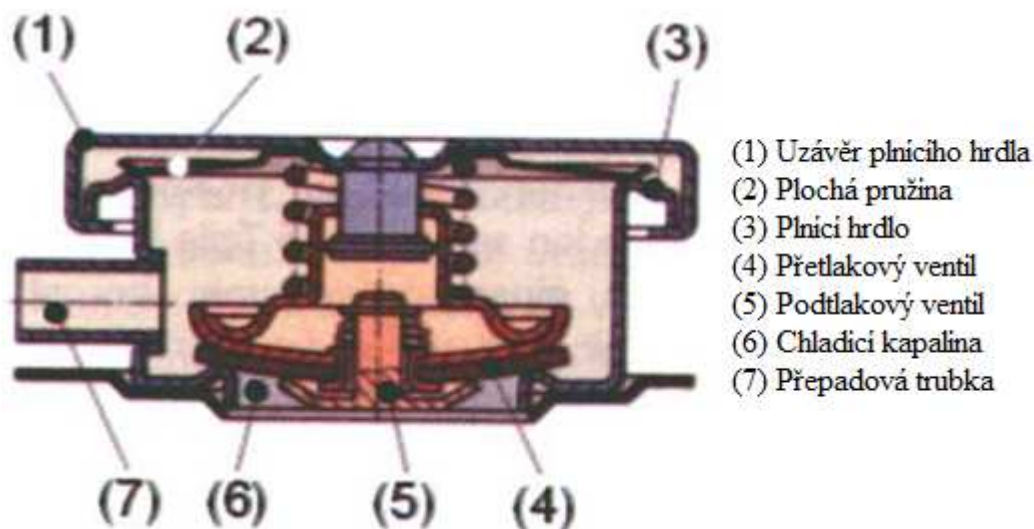
2.3.5. Vyrovnávací nádobka

Vyrovnávací nádobka slouží k odvádění plynů z chladicího systému a tím pro nenarušenou cirkulaci chladicí kapaliny. Vyrovnávací nádobka je umístěna v motorovém prostoru, je u osobních automobilů nejčastěji z bílé průsvitné plastické hmoty s kulovitým tvarem. Objem nádobky bývá 25 až 30% objemu chladicího systému. Vyrovnávací nádobka obsahuje výtokové hadice a v úrovni zátky nátrubek přepadové hadice. V nádobce je integrován snímač hladiny chladicí kapaliny. Je řešen na principu dvou elektrod, kterými protéká elektrický proud, pokud jsou ponořeny v chladicí kapalině. Výše hladiny kapaliny je v nádobce mezi značkami MAX a MIN, jak je na obrázku 2.22.



Obr. 2.22: Vyrovnávací nádobka [16].

Při provozní teplotě motoru vlivem roztažnosti kapaliny její hladina stoupne. Aby mohla hladina kolísat a přitom byl zachován provozní přetlak systému, má nádobka přetlakový a podtlakový ventil. Ventily jsou umístěny v uzávěru plnicího hrdla, který je z plastu a na nádobku šroubován. Uzávěr plnicího hrdla (1) s ventily je na obrázku 2.23.



Obr. 2.23: Uzávěr plnicího hrdla [21].

Za klidu vozidla uzavírá pružina prostor vyrovnávací nádobky vůči okolnímu prostředí. Přetlakový ventil (4) se otvírá s hodnotou 0,14 až 0,16 MPa a přebytečná kapalina ve formě vodní páry odchází do přepadové trubky (7) a dále mimo chladicí systém. Při chladnutí motoru, při jeho zastavení, kondenzují v chladiči vodní páry a

v chladicím systému vzniká podtlak. Podtlakový ventil (5) zmáčkne plochou pružinu (2) a vypouští vzduch k zavzdušnění prostoru nad chladicí kapalinu (6) v nádobce. Tento ventil funguje v rozmezí podtlaku 0,002 až 0,01 MPa.

Jakmile hladina poklesne pod danou hranici, elektrický proud, který protéká elektrodami, se přeruší a nedostatek chladicí kapaliny signalizuje řidiči rozsvícení kontrolky a zvukový signál. Stejným způsobem je signalizováno i překročení mezní provozní teploty chladicí kapaliny 119 °C. Teploměr chladicí kapaliny je na panelu přístroje.

2.3.6. Spojovací potrubí a hadice chladicí soustavy

Hadice chladicí soustavy jsou tvarově jednoúčelové z pryže s výstužnou vložkou tkanou z uhlíkových vláken neboli kevlaru. Hadice jsou navlečeny na nátrubky a upevněny pružnými sponami z ploché pérové oceli. Spony obepínají hadici po celém vnějším průměru se značným přetlakem. Hadice u chladiče nejsou montovány přímo na nátrubky chladiče, ale jsou sponami upevněny na plastové koncovky a teprve ty jsou nasazeny rychloupínacími prvky na nátrubky. Při větší vzdálenosti mezi motorem a chladičem se používají také kovové a plastové trubky.

2.3.7. Chladicí kapalina

Hlavními požadavky na chladicí kapalinu je vysoké měrné teplo, dostatečně vysoký bod varu a tekutost i při nízkých teplotách. V případě ztuhnutí má zachovat kašovitou konzistenci, aby nedošlo k poškození chladiče, případně dalších částí chladicího systému. Z chladicí kapaliny se nesmí vylučovat usazeniny a nesmí působit agresivně na materiály chladicího systému. Dalšími nároky je nehořlavost a protikorozní účinek.

Jako náplň chladicího systému se používá nemrznoucí kapalina, obsahující další přísady jako jsou inhibitory proti korozi a napěnění. Nemrznoucí směs je ředěná destilovanou vodou na příslušný bod tuhnutí. Destilovaná voda je měkká a vylučuje vznik vodního kamene, který společně se rzí, snižuje průtočnost v jednotlivých částech systému. Základem nemrznoucí kapaliny jsou glykoly, zpravidla se používá etylenglykol. Etylenglykol má vyšší bod varu než voda (198°C), je nehořlavý, málo se

odpařuje, zachovává si dostatečnou tekutost i při nízkých teplotách. Jeho měrné teplo je menší než měrné teplo vody, ale zvyšuje se ředěním s destilovanou vodou. Mrazuvzdorná směs na bázi etylenglykolu je jedovatá, proto se také používá směs na bázi propylenglykolu, ale nevýhodou je vyšší cena a horší fyzikálně-chemické vlastnosti při provozu v chladiči.

Chladicí kapalina se používá celoročně. V našich klimatických podmínkách se používá ředěná v poměru 40% nemrznoucí složky a 60% vody. Tato směs odolává mrazu do -25°C . Chrání chladicí soustavu a soustavu vytápění vozidla před korozí a zabráňuje usazování vodního kamene a současně zvyšuje bod varu chladicí kapaliny. V případě horších klimatických podmínek může být použit opačný poměr, tedy 60% objemu tvoří nemrznoucí směs a 40% voda. Takto připravená směs odolává mrazu do teploty -40°C . Případné další zvyšování podílu nemrznoucí směsi má za následek zhoršování chladicích účinků a snižování odolnosti proti zamrznání. Požadavky na chladicí kapalinu jsou stanoveny mezinárodními i firemními standardy.

Množství chladicí kapaliny v chladicím okruhu bývá asi čtyř až šestinásobek zdvihového objemu motoru. Chladicím systémem motoru proteče asi desetkrát až patnáctkrát za minutu.

3. Výpočtový model

Základem pro vytvoření výpočtového modelu je určení teploty a dalších parametrů ve spalovacím prostoru válce motoru během pracovního cyklu. Pracovní látka v pístových spalovacích motorech je v plynném skupenství. Vlastnosti plynů jsou obecně popsány několika veličinami, které vyjadřují chování plynů při různých změnách jejich stavu. Plyny, u kterých se kalkuluje s proměnlivostí jejich látkových vlastností, se označují jako reálné plyny. Proměnlivost látkových vlastností závisí především na teplotě a v menší míře i na tlaku. V průběhu pracovního oběhu dochází i ke kvalitativním změnám v náplni válce, hlavně ke zvýšení podílu tříatomových plynů ve válci.

Pracovní oběh je složen z kombinace objemových změn náplně válce, přívodu tepla náplni ve válci motoru a výměny náplně válce spojené s odvodem tepla z oběhu. Jednotlivé děje probíhají ve válci v rychlém časovém sledu a s částečným překrytím pochodů a změn. Objemové změny ve válci probíhají konečnou rychlostí a změny jsou nevratné. Pracovní prostor ve válci není dokonale těsný.

Výpočtový model je vytvořen pro jeden pracovní válec motoru. Pro usnadnění výpočtů je čelo pístu a hlavy bráno jako rovná deska. Hlava válce a stěna válce má konstantní tloušťku stěny obklopenou chladicí kapalinou a není zde počítáno s přestupem tepla mezi jednotlivými spalovacími prostory sousedních komor.

Výpočtový model vychází z interního programu společnosti Škoda Auto, a.s., který vytvořil pan Ing. Karel Páv, Ph.D. Tento program simuluje děje ve spalovacím prostoru, převážně průběhy hmotnostního naplnění a změny látkových vlastností. Simulací je získána celá řada výsledků, které jsou v programu porovnávány s naměřenými hodnotami.

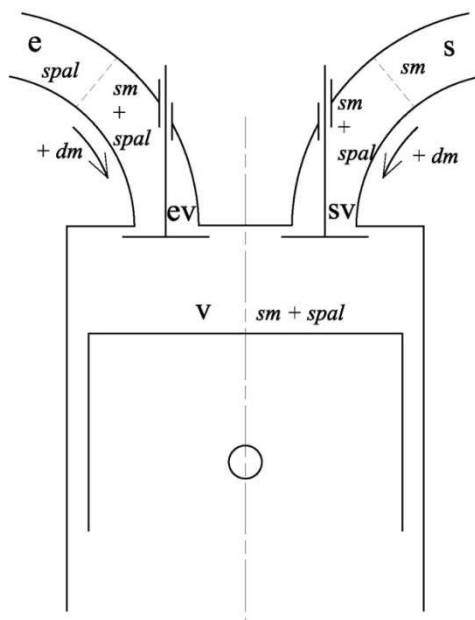
Vytvořený výpočtový model je sestaven na základě výpočtových vztahů, které jsou použity ve zmíněném výchozím programu a sepsány v literatuře [12]. Do programu jsou nově zabudovány výpočtové vztahy pro přestup tepla a je umožněno zadávání teplot chladicí kapaliny.

3.1. Vztahy využití ve výpočtovém modelu

Výpočtový model je sestaven pro dva pracovní cykly. První je brán jako startovací, z důvodů volení počátečních podmínek. Druhý cyklus už je plně funkční a brán jako rozhodující pro výpočty. Pracovní cyklus je tvořen pro pootočení klikové hřídele od -180° do 540° s krokem $d\varphi$. Výpočtové vztahy jsou uváděny pro jeden pracovní krok s časovou změnou dt , určenou z rovnice (1), a pro použití pro celý cyklus jsou zadávány s podmínkami, které rozlišují, v jaké fázi se momentálně pracovní krok nalézá. Jedná se převážně o podmínky změn hmotnostního naplnění válce. Pro zjednodušení výpočtů se ve výpočtovém modelu uvažuje v sacím a výfukovém potrubí s konstantním tlakem a nulovou rychlostí proudění plynů.

$$dt = \frac{d\varphi}{2\pi n}. \quad (1)$$

Pro lepší orientaci v indexování vztahů je na obrázku 3.1 zobrazen válec motoru. Kde s značí sání a oblast je tvořena čerstvou směsí paliva a vzduchu **sm**. Pro zjednodušení výpočtů je před sacím ventilem již plně odpařené palivo. Pracovní prostor válce **v** obsahuje během cyklu čerstvou směs a spaliny **spal**. Oblast v sacím potrubí před sacím ventilem **sv** je tvořena kromě směsi paliva a vzduchu i uniklými spaliny, vlivem časování ventilů a netěsností. Ve výfukovém potrubí **e** za výfukovým ventilem **ev** se naopak vyskytuje kromě spalin i čerstvá směs.



Obr. 3.1: Schéma pracovní oblasti válce motoru.

3.1.1. Teplota ve spalovacím prostoru

Pro vytvoření výpočtového modelu je nejvýznamnější veličinou teplota plynu ve spalovacím prostoru T_v . Jedná se o stavovou veličinu, která se určí ze stavové rovnice (2) pro hmotnostní množství plynu m_v , který je uzavřený v objemu V_v

$$p_v V_v = m_v r_v T_v. \quad (2)$$

Teplota plynu ve válci je pak určena jako

$$T_v = \frac{p_v V_v}{m_v r_v}. \quad (3)$$

3.1.2. Hmotnostní množství plynu ve spalovacím prostoru

Hmotnostní množství plynu ve spalovacím prostoru m_v je tvořeno směsí čerstvého plynu m_{sm}^v a spaliny m_{spal}^v . Platí vztahy pro zachování hmotnosti a v jednotlivých oblastech pracovního cyklu se obě složky mění. Jednotlivé vztahy i s podmínkami použití jsou v literatuře [12] a konečnou rovnicí pro určení množství plynu ve spalovacím prostoru je rovnice (4), kde jsou jednotlivé složky dány vztahy (5) a (6).

$$m_v = m_{sm}^v + m_{spal}^v, \quad (4)$$

$$m_{sm}^v = \int dm_{sm}^v. \quad (5)$$

$$m_{spal}^v = \int dm_{spal}^v. \quad (6)$$

Pro zajištění dostatečně velkých průtokových průřezů na ventilech pro výměnu obsahu válce s minimálními ztrátami energie potřebné pro výměnu náplně válce a hmotnosti naplnění válce se sací ventil zavírá za dolní úvratí a výfukový ventil se otvírá před ní. Stejně tak se otvírá sací ventil před horní úvratí a výfukový ventil zavírá za ní. Současné chvilkové otevření obou ventilů a netěsnosti způsobují zpětný tok plynu z válce do sání nebo z výfuku do válce.

Hlavním výpočtovým vztahem je určení množství plynu, které projde přes ventil. Prítok plynů do válce sacím ventilem a výtok plynů z válce výfukovým potrubím je dán vztahem pro hmotnostní tok dýzou, který je určen ze stavové rovnice a ze Saint Vénant Wantzelovi rovnice. Hmotnost směsi přivedená sáním dm_s je pak dána vztahem (7) a je závislá na velikosti středního tlaku v sacím potrubí p_s a tlaku ve válci p_v . Zatímco tlak p_v

je závislý na ostatních výpočtech, tlak v sacím potrubí p_s je pro výpočtový model konstantní a v programu se jeho hodnota volí.

$$dm_s = \mu_s S_s \frac{p_s}{\sqrt{r_s T_s}} \sqrt{\frac{2\kappa_s}{\kappa_s - 1} \left(P_s^{\frac{2}{\kappa_s}} - P_s^{\frac{\kappa_s + 1}{\kappa_s}} \right)} dt. \quad (7)$$

Ve vztahu (7) je $\mu_s S_s$ efektivním průřezem sacího ventilu, P_s je poměr tlaků p_s a p_v a jeho výpočet závisí na velikosti obou tlaků.

Stejným způsobem jako je určení hmotnostního množství přivedeného ze sacího potrubí se určí i hmotnostní množství procházející ventily při výfuku i při uvažovaných zpětných tocích. Hodnoty množství směsi a spalín z rovnice (4) se ve spalovacím prostoru v oblasti hoření vzájemně mění. Při hoření je využito Wiebeho zákona hoření.

3.1.3. Látkové vlastnosti

Pracovní látkou v oběhu je reálný plyn. Látkové vlastnosti náplně válce se mění převážně s teplotou jako je měrná tepelná kapacita při stálém tlaku c_p a měrná tepelná kapacita při stálém objemu c_v . S teplotou se rovněž zmenšuje rozdíl mezi c_p a c_v a snižuje se jejich poměr. Tepelné kapacity a plynové konstanty jsou dány polymerickou závislostí. Vztah mezi měrnými tepelnými kapacitami je pro plyn dán Mayerovou rovnicí

$$c_p = c_v + r. \quad (8)$$

Poměr mezi tepelnými kapacitami je nazýván Poissonovým

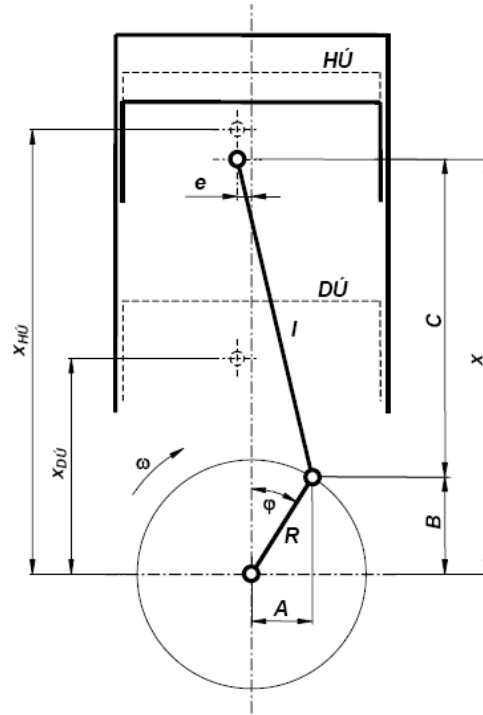
$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}. \quad (9)$$

Pro výhřevnost paliva musí být dána měrná entalpie vztažena na určitou teplotu. Entalpie pro jednotlivé oblasti v sobě nezahrnuje směšovací entalpie a obecně je měrná entalpie dána

$$h = c_p(T - T_0). \quad (10)$$

3.1.4. Objem pracovního prostoru

Objem v pracovním prostoru V_v je dán kompresním objemem a proměnným objemem, který se určí z geometrie motoru na obrázku 3.2.



Obr. 3.2: Schéma válce motoru [11].

Pro konečnou rovnici je nutné určit úhel natočení klikové hřídele v horní úvrti $\varphi_{HÚ}$ a vzdálenost x .

$$x = R \cos \varphi + \sqrt{l^2 - (e + R \sin \varphi)^2} \quad (11)$$

$$\varphi_{HÚ} = 2\pi + \arcsin \left(-\frac{e}{R+l} \right) \quad (12)$$

$$V_v = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} + \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{R \cos \varphi_{HÚ} + \sqrt{l^2 - (e + R \sin \varphi_{HÚ})^2} - R \cos \varphi + \sqrt{l^2 - (e + R \sin \varphi)^2}}{2} \right) \quad (13)$$

3.1.5. Tlak v pracovním prostoru

$$p_v = \int dp_v \quad (14)$$

Změna tlaku pro jeden krok pracovního cyklu je vyjádřena z diferenciálních tvarů energetické rovnice pro otevřený systém (15), stavové rovnice plynu (16) a zákona zachování hmoty (17).

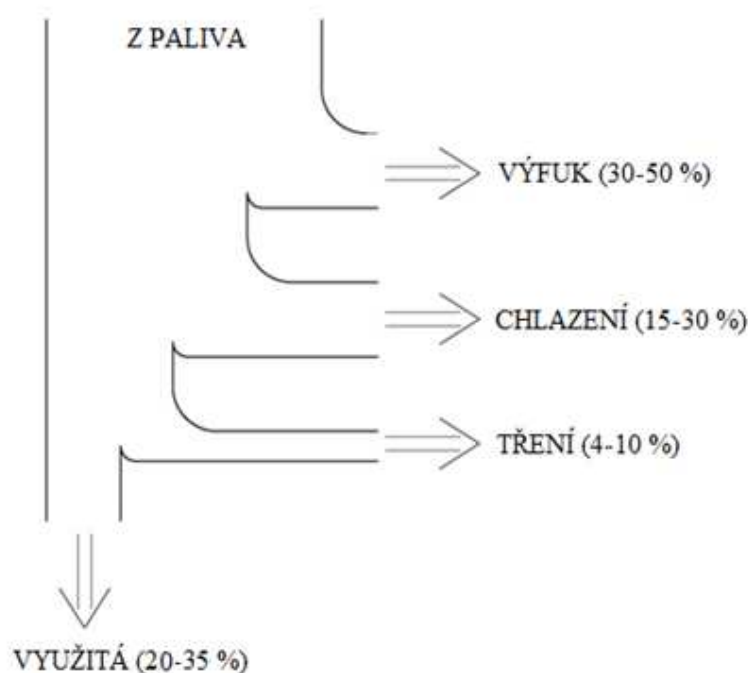
$$dU_v = dQ_v + \sum (h dm)_v - p_v dV_v. \quad (15)$$

$$p_v dV_v + V_v dp_v = m_v r_v dT_v + m_v T_v dr_v + r_v T_v dm_v. \quad (16)$$

$$dm_v = \sum dm_{plyn}. \quad (17)$$

3.1.6. Tepelné změny v systému

Energetická rovnice (15) je tvořena teplem, které je uvolněno hořením a odvedeno stěnami, prací, kterou systém koná a změnou entalpie náplně válce. Tepelná energie získaná spalováním paliva ve spalovacím prostoru zážehového motoru se využije z 20 až 35 % k vykonání užitečné práce. Největší část tepla, asi 30 až 50 %, odchází výfukovými plyny. Teplo ztracené třením se pohybuje v rozmezí 4 až 10 % a zbylá část se přenáší do okolí chlazením motoru. Rozložení tepelné energie je zobrazeno na obrázku 3.3.



Obr. 3.3: Rozdělení energie.

Změna tepla dQ_v v sobě zahrnuje přivedené teplo dQ_h , které je obsaženo v chemické energii paliva a tepelné ztráty dQ_w , způsobené přestupem tepla ze spalovacího prostoru do stěn. Přestupem tepla do stěn se zabývá kapitola 3.1.7.

$$dQ_v = dQ_w + dQ_h. \quad (18)$$

Teplo uvolněné hořením je závislé na množství plynů, které jsou přítomny hoření a na spodní výhřevnosti směsi. Celková účinnost hoření $\eta_{hoř}$ je ovlivněna sníženou účinností hoření $\eta_{hoř}^+$ a účinností dané bohatosti směsi $\eta_{hoř}^\lambda$, která je pro $\lambda \geq 1$

$$\eta_{hoř}^\lambda = 1. \quad (19)$$

v ostatních případech je

$$\eta_{hoř}^\lambda = 1,3733\lambda - 0,3733. \quad (20)$$

Celková účinnost je dána rovnicí

$$\eta_{hoř} = \eta_{hoř}^{\lambda} \eta_{hoř}^{+} \quad (21)$$

3.1.7. Přestup tepla

V tepelně-technických strojích je velmi častým tepelným dějem sdílení tepla. U automobilového motoru jde především k výměně tepla mezi náplní válce a stěnami pracovního prostoru. Teplo se předává převážně přestupem a v malé míře i sáláním. Se sáláním se však ve výpočtovém modelu neuvažuje. Ve spalovacím motoru při jeho chodu vznikají ve válci vysoké teploty, aby se zabránilo poškození stroje, je vzniklé teplo odváděno přes stěny do chladicí kapaliny a z té přes chladič do okolí. Přestup tepla ze spalovacího prostoru do stěn dQ_w je dán součtem přestupů tepla do stěny hlavy, stěny válce a do čela pístu.

$$dQ_w = dQ_{wh} + dQ_{wv} + dQ_{wp} \quad (22)$$

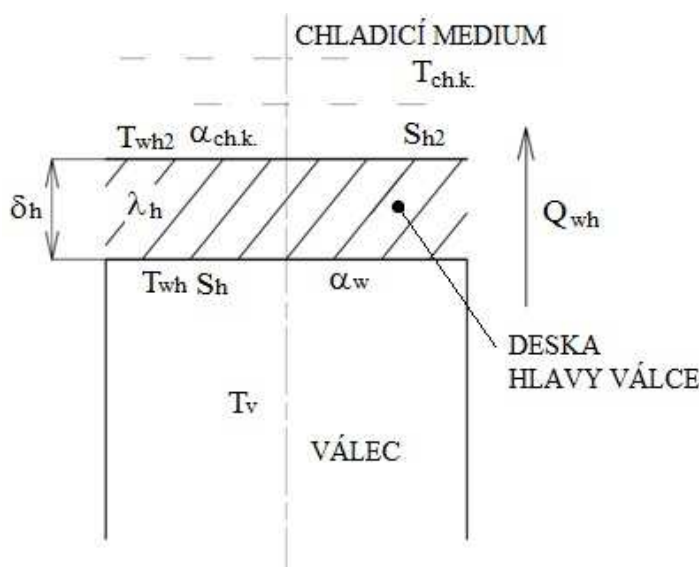
3.1.7.1. Přestup tepla hlavou válce

Přestup tepla hlavou válce lze určit z následujících vztahů pro obrázek 3.4.

$$dQ_{wh} = -\alpha_w S_h (T_v - T_{wh}) dt. \quad (23)$$

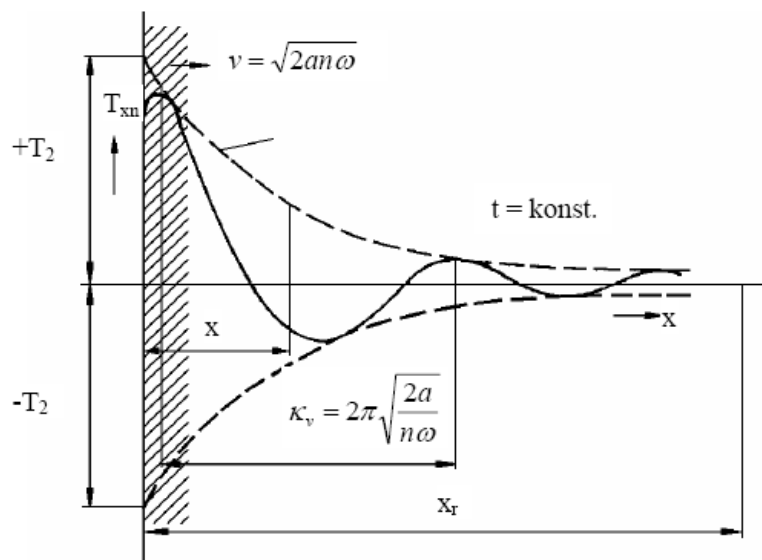
$$dQ_{wh} = \frac{\lambda_h}{\delta_h} S_{h2} (T_{wh} - T_{wh2}) dt. \quad (24)$$

$$dQ_{wh} = \alpha_{ch.k.} S_{h2} (T_{wh2} - T_{ch.k.}) dt. \quad (25)$$



Obr. 3.4: Schéma přestupu tepla hlavou válce.

V rovnici (23) je kromě velikosti přestupu tepla neznámou i teplota stěny hlavy na straně spalovacího prostoru. Povrchová teplota stěn válce se mění periodicky působením proměnlivé teploty plynů ve válci motoru a je jen do určité hloubky pod povrchem stěny, jak je na obrázku 3.5. Vliv kolísání lze z části odstranit vhodnými povrchovými úpravami a teplota stěny se pak v průběhu pracovního cyklu příliš neliší, proto ji lze považovat za konstantní.



Obr. 3.5: Závislost teploty na hloubce pod povrchem stěny[6].

Střední teplota stěny hlavy T_{wh} se určí vyjádřením z rovnic (24) a (25)

$$T_{wh} = \left(\frac{\delta_h}{\lambda_h} + \frac{1}{\alpha_{ch.k.}} \right) \frac{\sum dQ_{wh}}{S_{h2} dt} + T_{ch.k.}, \quad (26)$$

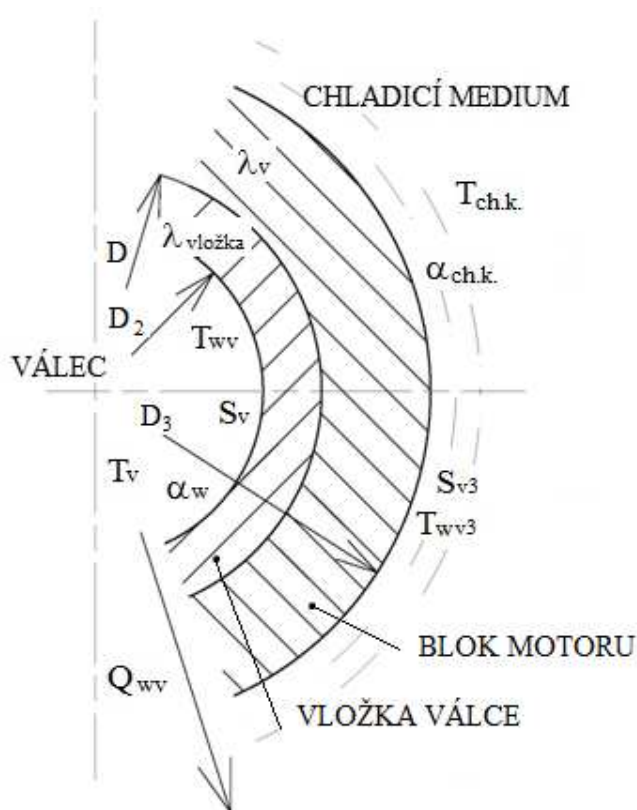
kde pro určení předběžného celkového přestupního tepla se teplota stěny volí a vypočte se podle vztahu (23). Po stanovení střední teploty stěny hlavy se dQ_{wh} , podle rovnice (23), počítá s touto hodnotou.

3.1.7.2. Přestup tepla stěnou válce

Přestup tepla stěnou válce se určí stejně jako u přestupu tepla hlavou. Nejprve se odhadne teplota stěny válce a z té se posléze určí střední teplota vnitřní stěny válce podle vztahů uvedených níže. Určení přestupu tepla stěnou válce je však složitější z důvodů proměnné plochy spalovacího prostoru a tím i vzniklého tření mezi stěnou válce a stěnou pístu přes pístní kroužky. Plocha stěny válce se určí ze vztahu (27).

$$S_v = \frac{4(V_v - V_k)}{D}. \quad (27)$$

Střední teplota stěny válce je vyjádřena z rovnic (28) a (29) a prostup tepla je řešen pro složenou válcovou stěnu, neboť ve válci bloku motoru je vložka válce, jak je na obrázku 3.6.



Obr. 3.6: Schéma přestupu tepla stěnou válce.

$$dQ_{wv} = \frac{2\pi}{\frac{1}{\lambda_{vložka}} \ln \frac{D_2}{D} + \frac{1}{\lambda_v} \ln \frac{D_3}{D_2}} S_{v3} (T_{wv} - T_{wv3}) dt. \quad (28)$$

$$dQ_{wh} = \alpha_{ch.k.} S_{v3} (T_{wv3} - T_{ch.k.}) dt. \quad (29)$$

$$T_{wv} = \left(\frac{\frac{1}{\lambda_{vložka}} \ln \frac{D_2}{D} + \frac{1}{\lambda_v} \ln \frac{D_3}{D_2}}{2\pi} + \frac{1}{\alpha_{ch.k.}} \right) \frac{\Sigma dQ_{wv}}{S_{v3} dt} + T_{ch.k.}. \quad (30)$$

Přestup tepla stěnou válce je určen z rovnice

$$dQ_{wv} = -\alpha_w S_v (T_v - T_{wv}) dt. \quad (31)$$

3.1.7.3. Přestup tepla čelem pístu

Určit matematicky teploty na pístu je velmi obtížné, prakticky až nemožné. Proto se pro výpočet přestupu tepla hodnota teploty stěny pístu volí na základě zkušeností

nebo z výsledků principu konečných prvků grafických programů. Přímé měření teplot na skutečné součásti je velice náročné finančně i časově.

Přestup tepla čelem pístu je tak dán vztahem

$$dQ_{wp} = -\alpha_w S_p (T_v - T_{wp}) dt. \quad (32)$$

3.1.7.4 Součinitel přestupu tepla ve spalovacím prostoru

Pro určení přestupu tepla je nutné stanovit součinitel přestupu tepla. V současné době se nejčastěji používají 4 metody pro určení součinitele přestupu tepla a jsou pojmenované po jejich autorech. Vztahy pro výpočet jsou obvykle určeny z experimentů. Nejstarší metoda je podle Eichelberga a používá se převážně pro naftové motory. Pro naftové i benzinové motory se používá Waschniho metoda a pro částečné zatížení Hohenbergova metoda. Posledním výpočtem pro určené součinitele přestupu tepla je Bargende, používá se pro dvou zónový model a určuje součinitel přestupu tepla podle stupně vyhoření paliva. Pro výpočtový program je složitě určitelný.

Součinitel přestupu tepla podle Eichelberga je závislý na tlaku a teplotě ve spalovacím prostoru a na střední pístové rychlosti c_s .

$$c_s = \frac{2Zn}{60}. \quad (33)$$

Součinitel přestupu tepla je poté dán vztahem

$$\alpha_{wE} = 7,8 \cdot 10^{-3} \sqrt{c_s} \sqrt{p_v T_v}. \quad (34)$$

Součinitel přestupu tepla podle Waschniho je

$$\alpha_{wW} = 3,26 D^{-0,2} p_v^{0,8} T_v^{-0,53} w^{0,8}, \quad (35)$$

kde

$$w = C_1 c_s + C_2 \frac{V_z T_0}{p_0 V_0} (p_v - p_k), \quad (36)$$

kde konstanty C_1 a C_2 jsou voleny pro oblast výměny náplně válce $C_1 = 6,18$ a $C_2 = 0$.

Pro oblast komprese $C_1 = 2,28$ a $C_2 = 0$, pro oblast hoření a expanze $C_1 = 2,28$ a $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$.

$$p_k = p_0 \left(\frac{V_0}{V_v} \right)^{\kappa_s}. \quad (37)$$

Součinitel přestupu tepla podle Hohenberga je

$$\alpha_{wH} = 130 V_v^{-0,06} p_v^{0,8} T_v^{-0,4} (c_s + 1,4)^{0,8} \quad (38)$$

3.1.8. Měrná spotřeba paliva

Hlavním výsledkem výpočtového programu je měrná spotřeba paliva m_{pe} , která je důležitým provozním parametrem motoru. Určuje se z hodinové spotřeby paliva M_{pal} a efektivního výkonu P_e a je ukazatelem celkové účinnosti motoru.

$$m_{pe} = \frac{M_{pal}}{P_e} \cdot 1000. \quad (39)$$

$$\eta_c = \frac{3,6 \cdot 10^6}{m_{pe} H_{upal}^{THu}} \quad (40)$$

Hodinová spotřeba se určí ze vztahu

$$M_{pal} = m_{cpal}^{sání} \frac{n}{2} i, \quad (41)$$

kde $m_{cpal}^{sání}$ je množství čerstvého paliva přivedeného sáním a je určeno z průběhu ve spalovacím prostoru a vztahů v literatuře [12].

Efektivní výkon motoru je stanoven z efektivního momentu M_e

$$P_e = 2\pi n M_e. \quad (42)$$

Pro určení momentů je potřeba znát hodnotu středního indikovaného tlaku a středního ztrátového tlaku pro tření. Střední indikovaný tlak je fiktivní veličina a nedá se přímo měřit, ale je významným ukazatelem kvality pracovního oběhu

$$p_{istř} = \frac{1}{V_z} \int_{-180^\circ KH}^{540^\circ KH} p_v dV_v. \quad (43)$$

Střední ztrátový tlak tření je závislý na konstantních složkách tlaku a také na maximálním tlaku oběhu, jehož znalost je důležitá pro řešení různých konstrukčních problémů, výpočtech namáhání apod.

$$p_z = p_{z0} + p_{zp} p_{vMAX} + p_{zc1} c_s + p_{zc2} c_s^2. \quad (44)$$

Ze získaných tlaků se tedy může určit indikovaný i ztrátový moment

$$M_i = \frac{p_{istř} V_z n_i}{4\pi}. \quad (45)$$

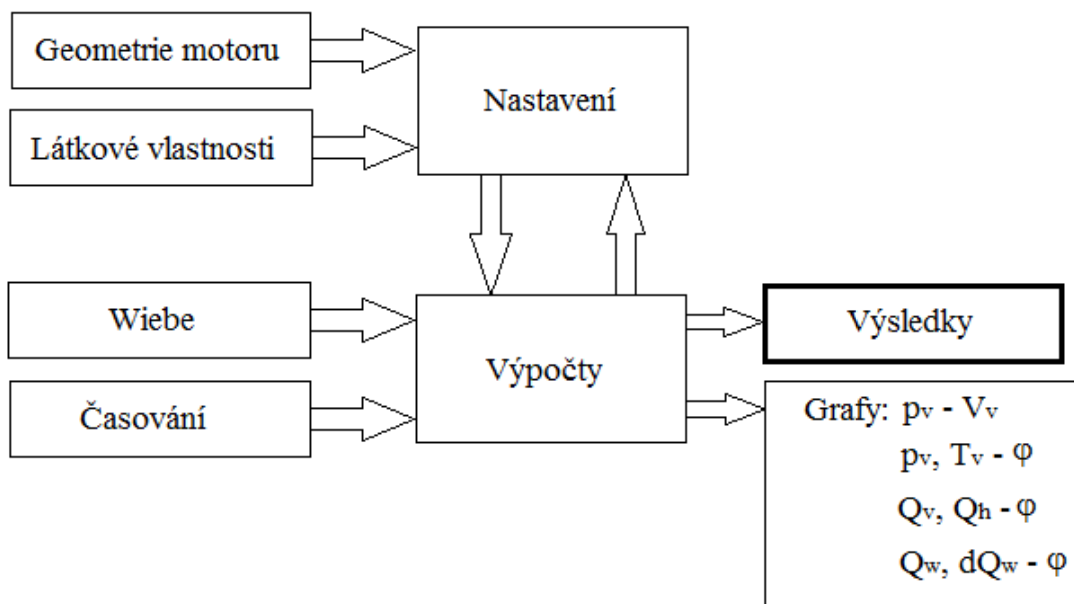
$$M_z = \frac{p_z V_z n_i}{4\pi}. \quad (46)$$

Odečtením ztrátového momentu od indikovaného momentu dostaneme efektivní moment potřebný pro rovnici (42)

$$M_e = M_i - M_z. \quad (47)$$

3.2. Popis výpočtového modelu

Výpočtový model je vytvořen v programu Excel od společnosti Microsoft. Model je tvořen několika listy, ve kterých jsou zadávány parametry označené modře, ostatní parametry jsou vypočtené hodnoty. Na obrázku 3.7 je zobrazeno blokové schéma programu. Následující podkapitoly jsou zaměřené na jednotlivé listy v programu.



Obr. 3.7: Blokové schéma výpočtového modelu.

3.2.1. Geometrie motoru

Prvním krokem v programu by mělo být zadání geometrie motoru ve stejně pojmenovaném listě. Zadávají se hlavní parametry motoru jako je počet válců, vrtání a zdvih, kompresní poměr apod. Tyto parametry jsou dostupné ve většině katalogích výrobců motoru. Teplosměnná plocha pístu a hlavy válce už je obtížněji zjistitelná, většinou je spočítána ze 3D modelu motoru. Dále se v listě geometrie motoru zadávají tloušťky stěn, součinitel vedení tepla materiálem, z kterých je hlava, blok a vložka válce vyrobena, a konstanty pro zjištění třecích ztrát v motoru. Tyto ztráty jsou voleny z rozsahu, který poskytuje program GT-Power. Z uvedených údajů se určí např. kompresní a zdvihový objem a poloha horní a dolní úvratě.

3.2.2. Látkové vlastnosti

V listě Látkové vlastnosti jsou zadávána použitá paliva. Předběžně jsou zde vyplněny vlastnosti paliv benzinu a nafty. Konkrétní hodnoty byly poskytnuty zadavatelem práce, převážně konstanty pro určení plynových konstant paliva a spalin a měrných izobarických tepelných kapacit paliva a spalin. Dále jsou pro výpočty potřeba spodní výhřevnosti paliv, stechiometrická množství suchého vzduchu a výparné teplo paliva.

3.2.3. Wiebe

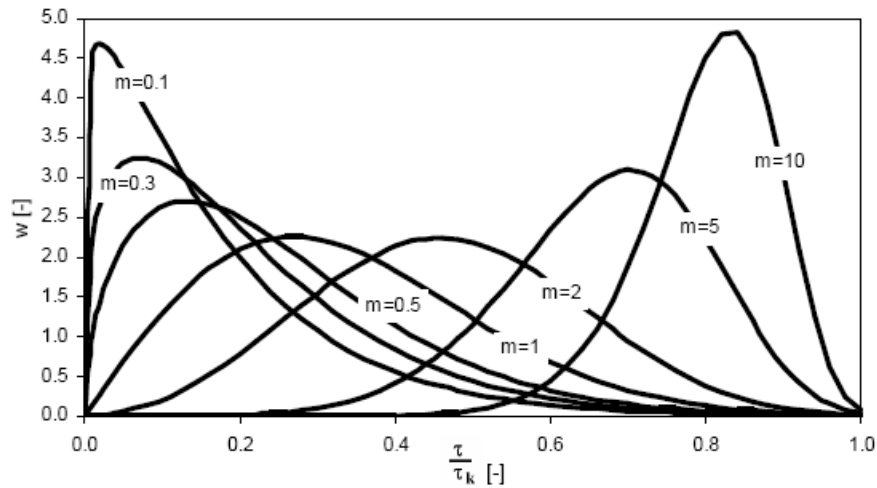
Pro určení pracovního cyklu je potřeba znát oblast hoření, ta je stanovena podle Wiebeho zákona hoření. Nastavuje se počátek a délka hoření, Wiebeho parametr hoření, stupeň vyhoření čerstvé směsi. Jednotlivé hodnoty se volí z určitého rozmezí, které bývá pro každé palivo rozdílné. V listě je graficky zobrazen průběh hoření a vypočtenou hodnotou je konstanta C_1 , která je potřebná pro výpočet spáleného množství čerstvé směsi a je určena z rovnice

$$C_1 = -\ln(1 - x_k). \quad (48)$$

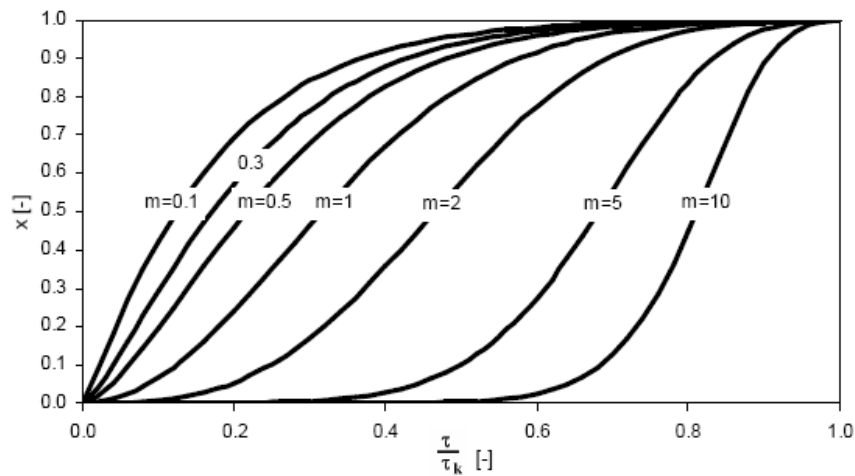
Průběh hoření směsi je ve válci motoru dán Wiebeho charakteristickou rovnicí hoření (49) vyjadřující rychlost uvolněného tepla při spalování směsi v závislosti na úhlu pootočení klikové hřídele. Průběhem vyhoření čerstvé směsi je dán vztahem (50). Grafické zobrazení průběhů je na obrázcích 3.8 a 3.9.

$$w_h = \frac{C_1(m+1)}{\Delta\varphi_h} \left(\frac{\varphi_h}{\Delta\varphi_h}\right)^m e^{-C_1\left(\frac{\varphi_h}{\Delta\varphi_h}\right)^{m+1}}. \quad (49)$$

$$x_h = 1 - e^{-C_1\left(\frac{\varphi_h}{\Delta\varphi_h}\right)^{m+1}}. \quad (50)$$



Obr. 3.8: Charakteristické průběhy zákona hoření pro různé hodnoty parametru hoření m v jednotkovém zobrazení [11].



Obr. 3.9: Charakteristické průběhy vyhoření čerstvé směsi pro různé hodnoty parametru hoření m v jednotkovém zobrazení [11].

Kontrolou pro správnost volených hodnot je hodnota pootočení klikové hřídele při 50 % vyhoření čerstvé směsi. Tato hodnota by měla být v rozsahu 5 až 10 °KH. Početně se určí ze vztahů (51) a (52).

$$x_{k50\%} = \frac{x_k}{2} \quad (51)$$

$$\varphi_{h50\%} = \varphi_{h0} + \Delta\varphi_h \left(\frac{\ln(1-x_{k50\%})}{c_1} \right)^{\left(\frac{1}{m+1} \right)} \quad (52)$$

3.2.4. Časování

Nezbytnou součástí pro výměnu plynů ve spalovacím prostoru je časování ventilů. Tento list vychází z naměřených dat průtokového součinitele a zdvihové křivky pro konkrétní ventily. V listě se volí sací a výfukový ventil a nastavuje posunutí zdvihové křivky, která ovlivňuje polohu otvírání a zavírání ventilů. Pro výpočtový model je důležitý efektivní průřez sacího a výfukového ventilu.

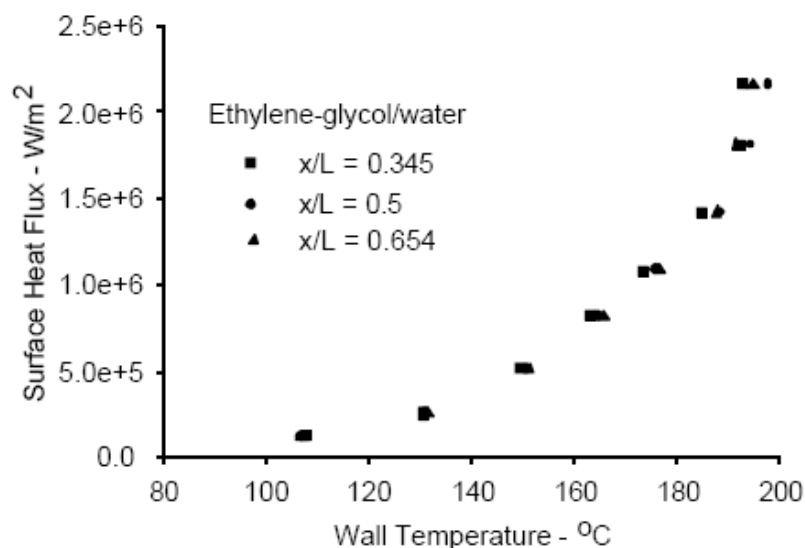
3.2.5. Nastavení

Hlavním listem celého výpočtového modelu je list Nastavení. V tomto listě se vybírá příslušný motor pro výpočet. Po výběru zvoleného motoru se hodnoty z listu s geometrií motoru přepíše pro lepší přehlednost do listu s nastavením. Stejným způsobem se vybere i příslušné palivo. Dalším krokem by mělo být nastavení režimu motoru, jedná se především o zadání otáček motoru, bohatosti směsi, středním tlaku v sacím a výfukovém potrubí. Zadávají se i okolní podmínky prostředí a teploty nasávaného vzduchu a paliva.

List s nastavením kromě zadávaných parametrů obsahuje i výpočty hodnot, které jsou konstantní a pro určení pracovního cyklu potřebné. Jedná se převážně o měrné tepelné kapacity a plynové konstanty.

V tomto úvodním listě se dále vybírá druh součinitele přestupu tepla, podle kterého se bude přestup tepla počítat. Na výběr je součinitel přestupu tepla určený podle Eichelberga, Waschniho a Hohenberga.

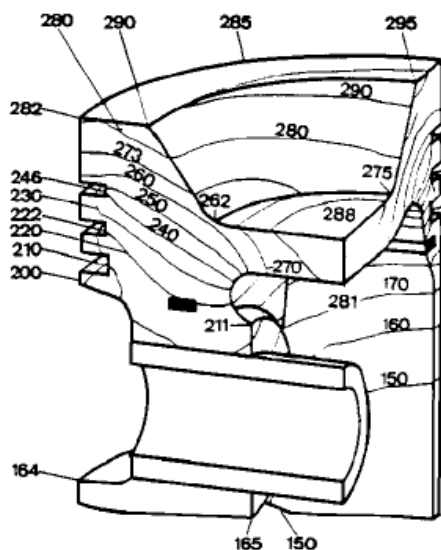
Program je určen pro dvou-okruhové chlazení, proto se zadává teplota chladicí kapaliny pro hlavu válce a teplota chladicí kapaliny pro blok válce motoru a součinitel přestupu tepla z chladicí kapaliny do stěny. Tento součinitel se ve výpočtovém modelu volí a bere jako konstantní, neboť jeho hodnotu nelze určit podobnými vztahy jako součinitel přestupu tepla pro plyn ve spalovacím prostoru a většinou se zjišťuje experimentálně. Podle experimentů se také součinitel přestupu tepla chladicí kapaliny v závislosti na teplotě stěny nelineárně mění. Jedno z experimentálních řešení je popsáno v [8] a jedním z výsledků průtoku chladicí kapaliny trubkou je závislost na obrázku 3.10.



Obr. 3.10: Závislost tepelného toku na teplotě stěny směsi etylenglykolu a vody[8].

V listě je zobrazen výpočet teploty vnitřní stěny hlavy a válce. Při změně některého z parametrů dochází i ke změně těchto dvou teplot. Pro funkčnost programu jsou tyto hodnoty ve dvou sousedních buňkách. V levých buňkách jsou hodnoty vypočtené a v pravých buňkách jsou hodnoty určené pro další výpočty, hodnoty by měli být shodné. Pro automatické přepsání a srovnání hodnot je pod těmito teplotami tlačítko iterace.

Teplota pístu je volena na základě zkušeností, dřívějších měření nebo např. z grafického zobrazení z principu konečných prvků, jako je na obrázku 3.11.



Orb. 3.11: Možné zobrazení teplotního pole pístu podle výpočtu MKP[23].

Volba teploty čela pístu musí být volena i s ohledem na určité meze, např. maximální povrchová teplota pístu z hliníkové slitiny by neměla překročit 320 °C, kdy už může docházet k výraznému poklesu pevnosti hliníkové slitiny, nebo teplota drážky prvního kroužku by neměla překročit 240 °C, aby nedocházelo k usazování karbonu na kroužcích.

3.2.6. Výpočty

Výpočetní model pracuje v listě Výpočty. V tomto listě jsou počítány průběhy pro dva pracovní cykly s krokem 0,5° pootočení klikové hřídele. Ve výpočtovém listě by se měly nastavit některé počáteční podmínky pro start výpočtu pracovního cyklu, jako je např. tlak v pracovním prostoru nebo počáteční množství plynu.

Pro výchozí stav množství směsi a spalín ve válci se používá konečná hodnota z pracovního cyklu. Tyto hodnoty se při různém nastavení mění a pro změnu počátečního stavu je použito tlačítko iterace s označením Změna režimu.

3.2.7. Výsledky

Výsledkem programu je určení spotřeby paliva, ta je vyjádřena měrnou spotřebou paliva a zobrazena v samostatném listě Výsledky. Pro výpočet měrné spotřeby paliva je nutné nejprve z průběhu cyklu spočítat určité tlaky, momenty a výkony. Pro přehlednost je v listě uveden typ motoru, pro který je měření provedeno, druh paliva, přestup tepla a otáčky motoru. Program slouží pro určení závislosti měrné spotřeby paliva na teplotách chladicí kapaliny v hlavě a bloku motoru, proto jsou tyto teploty uvedeny i zde. List dále obsahuje porovnání tepel, které jsou přivedeny a odvedeny do spalovacího prostoru.

3.2.8. Grafy

Součástí výpočtového programu je i grafické zobrazení závislosti teploty a tlaku ve spalovacím prostoru na pootočení klikové hřídele. Podle pootočení klikové hřídele je znázorněn i průběh odvedeného tepla stěnami a tepla uvolněného hořením. Dále je v programu zobrazen p-V diagram pracovního cyklu.

4. Motor 1,2 l MPI/51 kW

Motor 1,2 l MPI/51 kW je inovovanou verzí motoru 1,2 l HTP. Tento tříválcový motor se vyrábí v automobilce Škoda Auto, a.s. a je použit např. ve Fabii druhé generace. Označení MPI znamená Multi Point Injection a jedná se o benzinový motor s vícebodovým sekvenčním vstřikováním paliva. Palivo je vstřikováno pro každý válec zvlášť těsně před začátek sání do sacího kanálu. Samostatným vstřikováním pro jednotlivé válce dochází k lepšímu spalování paliva a tím k vyšším výkonům a nižší spotřebě. Maximální výkon motoru je 51 kW při 5400 otáčkách za minutu a maximální točivý moment je 112 Nm při 3000 otáčkách za minutu. Hlava válců je čtyřventilového provedení s ventilovým rozvodem DOHC.

4.1. Zadané parametry

4.1.1. Geometrie motoru

Blok motoru a hlava válců jsou tlakové odlitky z hliníkové slitiny. Přesné určení použité slitiny hliníku není možné, proto je volena pro blok i hlavu válců slitina s označením podle normy ISO Al-Si8Cu3Fe, která se také používá pro oba díly. Součinitel vedení tepla pro tento materiál je $96,2 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. Součinitel vedení tepla pro vložku válce z legované litiny je volen z tabulek a je $45 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$.

Geometrické rozměry motoru, které jsou potřebné pro výpočet, jsou zobrazeny v tabulce 4.1.

Tab. 4.1: Geometrické rozměry zadaného motoru.

Vrtání	D [mm]	76,5
Zdvih	2R [mm]	86,9
Vnější průměr vložky	d_2 [mm]	79,5
Vnější průměr válce	d_3 [mm]	97,1
Kompresní poměr	ε [-]	10,5
Délka ojnice	l [mm]	138
Vyosení pístového čepu	e [mm]	0,5
Tloušťka stěny hlavy	δ_{hlava} [mm]	9,5
Plocha hlavy válce	S_{hlava} [mm ²]	5965,3
Plocha čela pístu	$S_{\text{píst}}$ [mm ²]	4890,6

Do listu s geometrií motoru jsou zadávány i pasivní odpory motoru pro určení třecích ztrát. Tyto hodnoty jsou voleny z určitého rozmezí a zadane v tabulce 4.2.

Tab. 4.2: Pasivní odpory.

Konstantní složka středního efektivního tlaku tření (0,3-0,5 bar)	p_{z0} [bar]	0,35
Příspěvek třecích ztrát závislý na maximálním tlaku ve válci (0,004-0,006)	p_{zp} [-]	0,004
Příspěvek třecích ztrát závisející na střední pístové rychlosti (0,08-0,10 bar/ms ⁻¹)	p_{zc1} [bar/ms ⁻¹]	0,08
Příspěvek třecích ztrát závisející na kvadrátu střední pístové rychlosti (0,0006-0,0012 bar/m ² s ⁻²)	p_{zc2} [bar/m ² s ⁻²]	0,0012

4.1.2. Palivo a spaliny

V tabulce 4.3 jsou zadány hlavní vlastnosti benzinového paliva, které je určeno pro testovaný motor. V tabulce 4.4 jsou konstanty pro výpočet plynových konstant a měrných izobarických tepelných kapacit pro palivo a z něj získaných spalin a pro vzduch, jehož hodnoty jsou zadávány v listu s nastavením.

Tab. 4.3: Vlastnosti benzinového paliva.

Spodní výhřevnost paliva při teplotě T_{Hu}	H_{upal}^{THu} [MJkg ⁻¹]	43,5
Teplota, ke které je vztažena výhřevnost paliva	t_{Hu} [°C]	25
Stechiometrické množství suchého vzduchu	L_{vt} [kg/kg]	14,26
Tepelná kapacita paliva - kapaliny	c_{palk} [Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	2400
Výparné teplo paliva při teplotě T_{vpal}	L_{pal}^{Tvpal} [kJkg ⁻¹]	350
Teplota, při které se palivo odpařuje	t_{vpal} [°C]	100

Tab. 4.4: Konstanty pro výpočet plynových konstant a měrných tepelných kapacit.

			Vzduch	Palivo	Spaliny
Plynová konstanta	r [Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	1	287,10	75,64	375,85
		p_{H_2O}/p_b	111,00	-	100,36
		1	-	-	-123,04
		l^2	-	-	39,86
Měrná izobarická tepelná kapacita	c_p [Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	1	980,80	1503,54	1265,43
		p_{H_2O}/p_b	965,70	-	779,20
		1	-	-	-289,89
		l^2	-	-	74,45
		t	0,26	3,56	0,35
		t^2	-6,97E-05	-1,37E-03	-9,72E-05
		t^3	6,58E-09	1,89E-07	9,21E-09

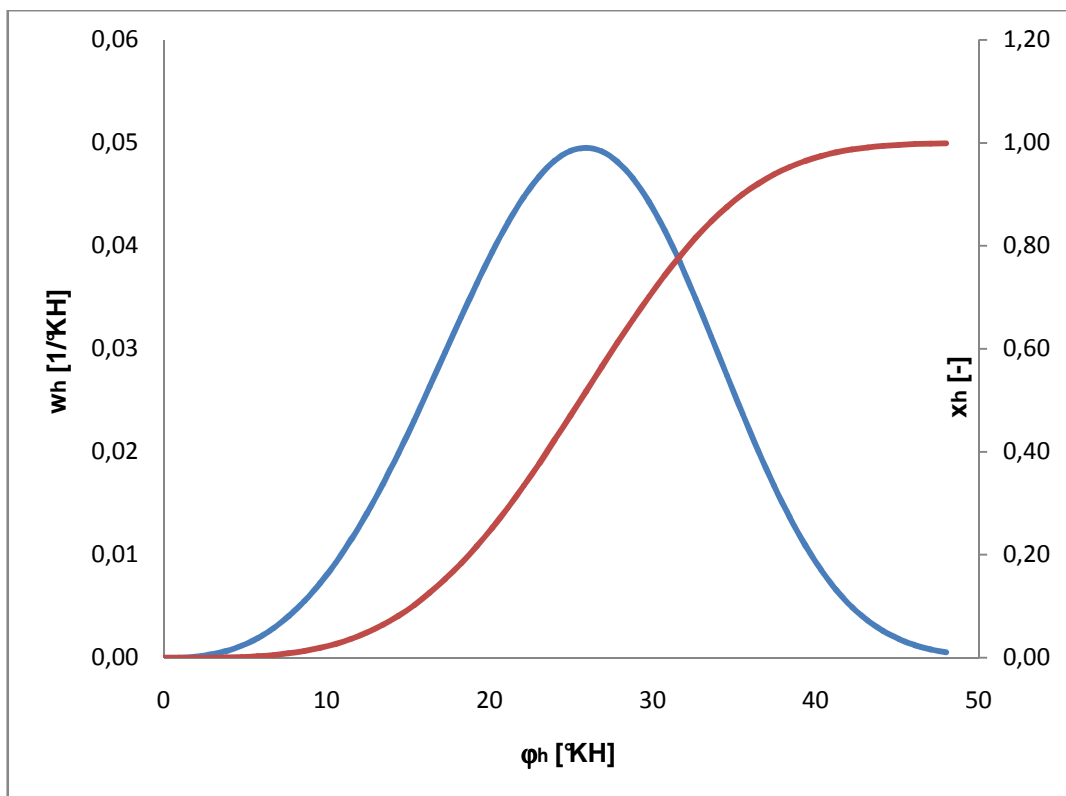
4.1.3. Wiebeho zákon hoření

V programu je nastavena délka hoření z rozsahu pootočení klikové hřídele pro zážehový motor a bohatost směsi $\lambda = 1$. Pro stejnou bohatost směsi je volen i wiebeho parametr hoření m . Použité hodnoty jsou v tabulce 4.5.

Tab. 4.5: Parametry Wiebeho zákona hoření.

Délka hoření (45–105 °KH)	$\Delta\phi_h$ [°KH]	48
Wiebeho parametr hoření (0,85–2,65)	m [-]	2,65
Počátek hoření před horní úvratí	ϕ_{h0} [°KH před HÚ]	20
Stupeň vyhoření čerstvé směsi	x_k [-]	0,999

Průběh rychlosti uvolněného tepla při spalování směsi a průběh vyhoření čerstvé směsi v závislosti na úhlu pootočení klikové hřídele je na obrázku 4.1.



Obr. 4.1: Průběh hoření směsi.

Kontrolou pro správnost volených hodnot je hodnota pootočení klikové hřídele při 50 % vyhoření čerstvé směsi. Tato hodnota by měla být v rozsahu 5 až 10 °KH. V tomto případě je hodnota $\phi_{h50\%} = 5,4$ °KH.

4.1.4. Časování ventilů

V listě s časováním ventilů jsou voleny použité sací a výfukové ventily. U motoru 1,2 l MPI se používají stejné ventily jako u motoru 1,2 l HTP a to z řady EA 111.03E. Časování je nastaveno bez posunu zdvihové křivky.

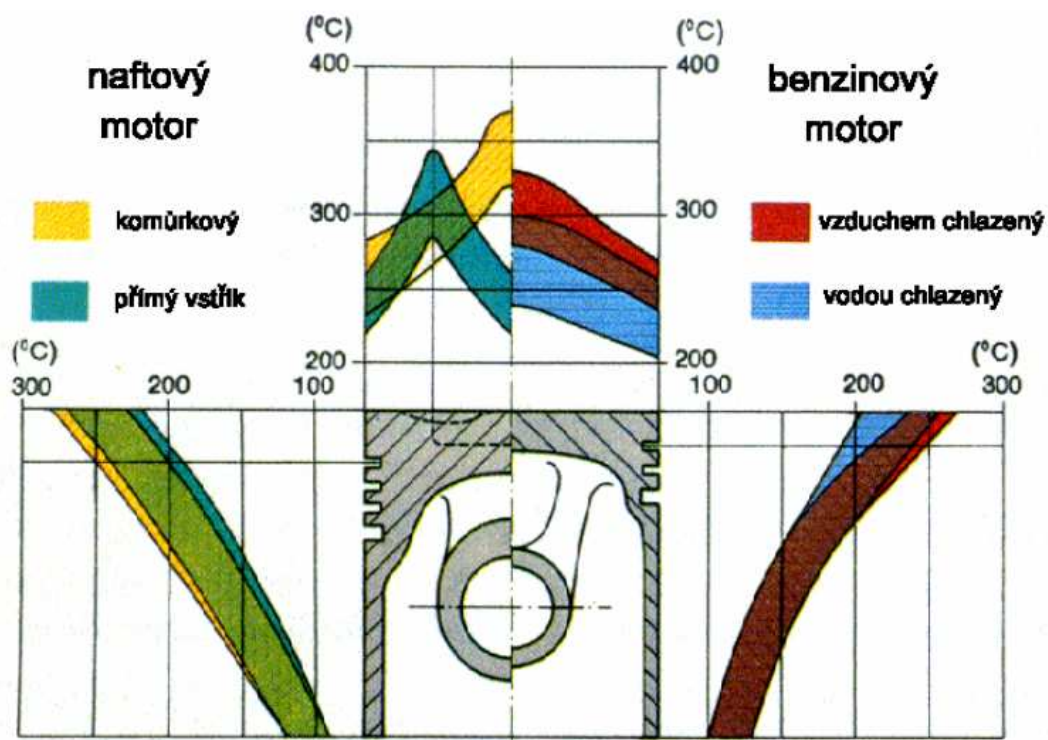
4.1.5. Nastavení

Prvním krokem v nastavení je volba již zmíněného motoru a benzinového paliva. Dalším krokem je volba režimu. Hodnoty uvedené v tabulce 4.6 jsou pro vyhodnocované výsledky konstantní. Ve výsledcích je hodnoceno několik režimů s rozdílným nastavením otáček a zatížení, které je měněno pomocí středního tlaku v sacím potrubí.

Tab. 4.6: Režim motoru.

Otáčky motoru	n [1/min]	dle režimu
Bohatost směsi	λ [-]	1
Snížená účinnost hoření	$\eta_{\text{hoř}}^+$ [-]	0,9
Střední tlak v sacím potrubí	p_s [Pa]	dle režimu
Střední tlak ve výfukovém potrubí	p_e [Pa]	1000000
Teplota okolního vzduchu	t_0 [°C]	25
Barometrický tlak	p_b [Pa]	99000
Relativní vlhkost okolního vzduchu	ϕ [%]	50
Teplota nasávaného vzduchu	t_{vzd} [°C]	35
Teplota paliva	t_{pal} [°C]	35
Teplota spalin ve výfukovém potrubí	t_e [°C]	900
Efektivní moment motoru	M_e [Nm]	dle režimu

Pro výpočet přestupu tepla je volen výpočet součinitele přestupu ze spalovacího prostoru do stěn podle Woschniho. Určení součinitele přestupu tepla ze strany chladicí kapaliny je velmi obtížné a na základě článků o měření této hodnoty je brán součinitel jako konstanta s hodnotou $6000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Obtížné je i určit teplotu čela pístu, proto se teplota volí 210°C s ohledem na již zmíněné podmínky a s pomocí rozložení teplot na obrázku 4.2.



Obr. 4.2: Rozložení teplot na dně a plášti pístu [14].

V listě Nastavení se dále zadávají teploty chladicí kapaliny v hlavě válce a v bloku válce. Na základě těchto rozdílných hodnot se posuzuje měrná spotřeba paliva. Konkrétní hodnoty budou určeny ve výsledcích.

4.1.6. Výpočty

Výpočty jsou provedeny pro dva pracovní cykly s krokem 0,5 °KH. První cyklus je tzv. startovací a musí pro výpočty, které jsou podle výše zmíněných vztahů, obsahovat vstupní hodnoty. Tyto hodnoty jsou nutné pro začátek výpočtů a jsou uvedeny v tabulce 4.7.

Tab. 4.7: Počáteční podmínky.

Tlak ve válci v 1. kroku	p_v [Pa]	p_s
Hmotnostní množství čerstvé směsi ve válci	m_{sm}^v [kg]	m_{sm}^v konec
Hmotnostní množství spalín ve válci	m_{spal}^v [kg]	m_{spal}^v konec
Hmotnostní množství čerstvé směsi prošlé sacím ventilem	m_{sm}^{sv} [kg]	0
Hmotnostní množství spalín prošlé sacím ventilem	m_{spal}^{sv} [kg]	0
Hmotnostní množství čerstvé směsi prošlé výfukovým ventilem	m_{sm}^{ev} [kg]	0
Hmotnostní množství spalín prošlé výfukovým ventilem	m_{spal}^{ev} [kg]	0
Teplota plynu v potrubí u sacího ventilu	T_{sv} [K]	T_v
Teplota plynu v potrubí u výfukového ventilu	T_{ev} [K]	T_v
Teplo uvolněné hořením	Q_w [J]	0
Teplo odvedené stěnami	Q_h [J]	0

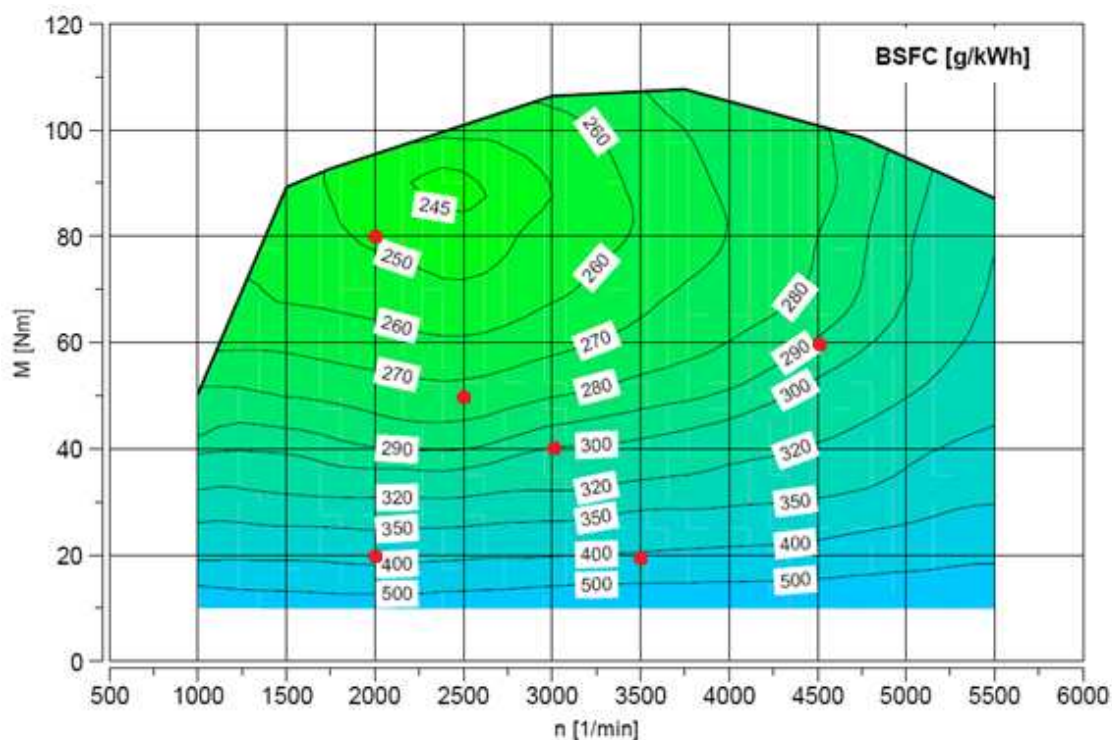
Hodnoty pro hmotnostní množství čerstvé směsi a spalín ve válci motoru jsou shodné s hodnotami na konci druhého cyklu. Teploty plynu v potrubí u ventilů jsou totožné s teplotou uvnitř válce pro první krok.

4.2. Výsledky

Hlavním výsledkem výpočtového programu je závislost měrné spotřeby paliva na nastavených hodnotách teploty chladicí kapaliny v hlavě válce a v bloku válce. Posouzení jednotlivých možností nastavení teplot je zobrazeno níže.

4.2.1. Kontrola výpočtového modelu

Pro částečnou kontrolu správnosti výpočtů se porovnávají vypočtené hodnoty s úplnou charakteristikou určenou z měření na reálném motoru. Motor je shodný a byl provozován na brzdovém stanovišti bez termostatu. Teplota chladicí kapaliny byla řízena externím třicestným ventilem na 87 °C na vstupu do motoru. Získaná úplná charakteristika je na obrázku 4.3 a pro lepší zobrazení i v příloze.



Obr. 4.3: Úplná charakteristika motoru 1,2 l MPI/51 kW [19].

Ve výpočtovém modelu je teplota chladicí kapaliny v hlavě i v bloku motoru nastavena na teplotu 87 °C, jakoby se jednalo o chlazení s jedním termostatem. Výsledkem je pak měrná spotřeba paliva m_{pe} určena pro šest náhodných režimů. Tyto režimy jsou zobrazeny i v obrázku 4.3 a získané výsledky jsou v tabulce 4.8.

Tab. 4.8: Měrná efektivní spotřeba paliva pro nastavené režimy a teplotu chladicí kapaliny 87 °C.

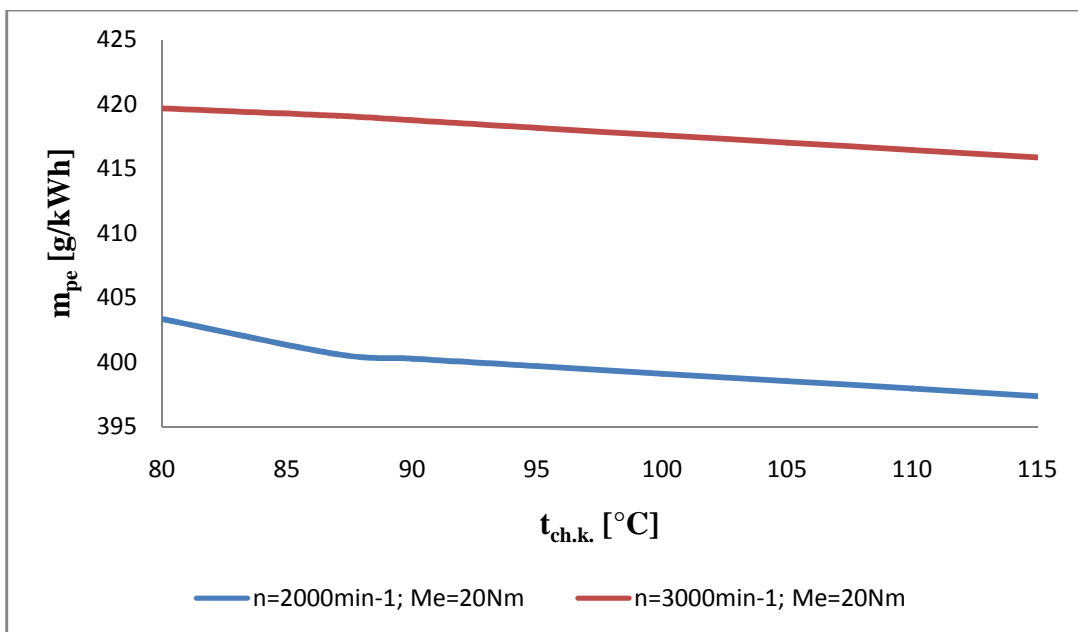
Otáčky motoru	Efektivní moment motoru	Měrná efektivní spotřeba paliva
n [1/min]	M_e [Nm]	m_{pe} [g/kWh]
2000	20	400,62
2000	80	254,10
2500	50	284,51
3000	40	307,96
3500	20	425,73
4500	60	280,73

Z výsledků lze pozorovat, že vypočtené hodnoty jsou oproti naměřeným hodnotám přibližně o 5 až 10 g/kWh. Rozdíl hodnot je pochopitelný vzhledem ke složitosti všech dějů ve spalovacím prostoru, které je velmi obtížné nebo i nereálné matematicky vyjádřit.

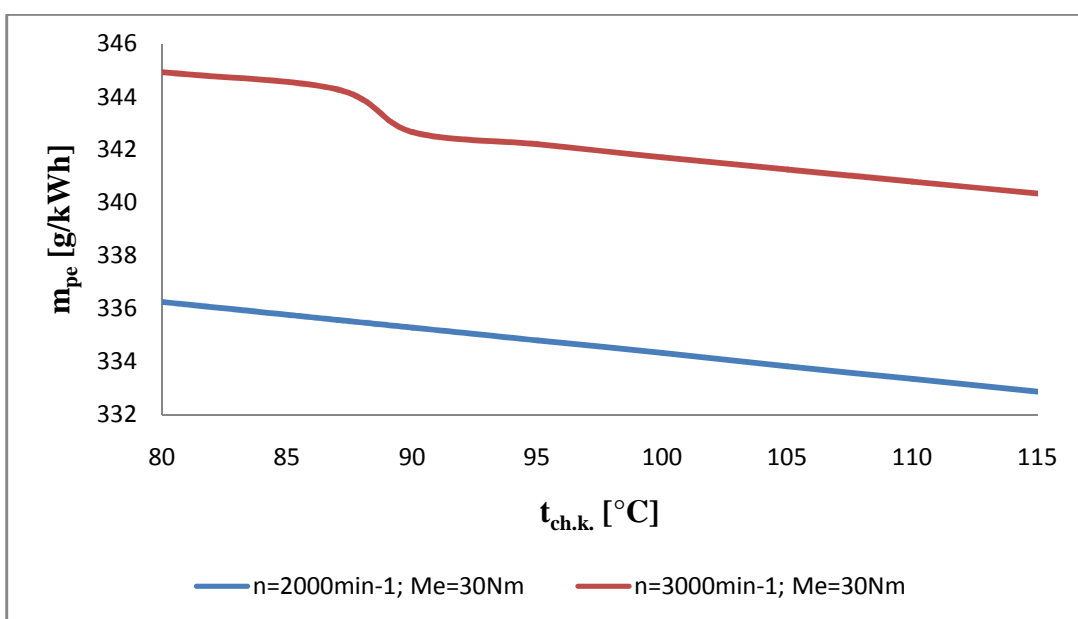
4.2.2. Vliv jednoho okruhu chlazení na měrnou spotřebu paliva

Pro posouzení přínosu dvou-okruhového chlazení je nejprve zjištěna měrná spotřeba pro okruh s jedním termostatem. Výpočtový rozsah teplot chladicí kapaliny je od 80 do 115 °C. Většina dnešních termostatů je pro rozmezí teplot chladicí kapaliny od 85 do 110 °C. Teplota chladicí kapaliny je většinou při částečném zatížení v rozsahu od 95 do 110 °C a při plném zatížení od 85 do 95 °C. Teploty nad 110 °C už jsou považovány za kritické a mezní hodnotou je teplota chladicí kapaliny 119 °C, po jejím překročení už automobily signalizují přehřátí motoru.

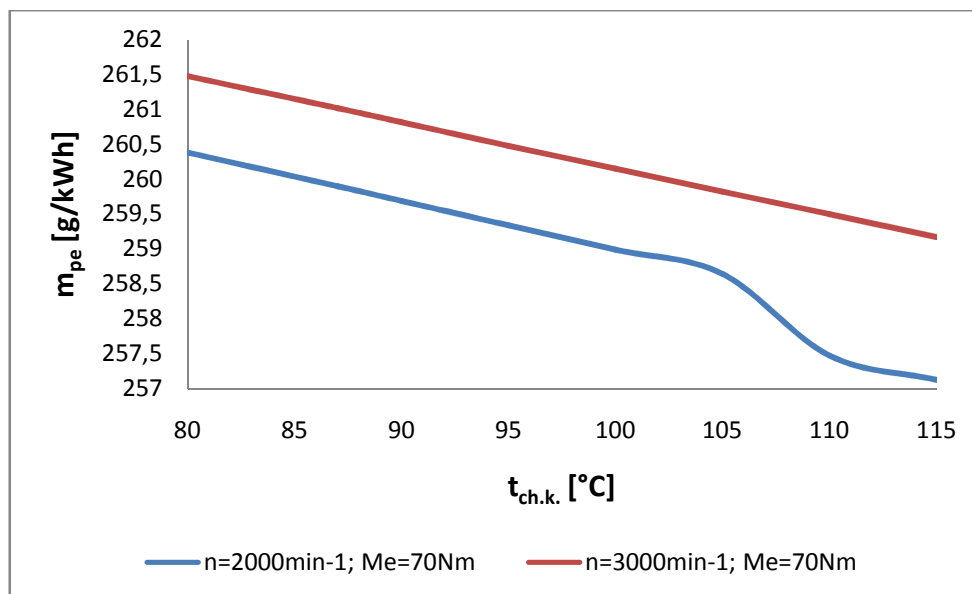
Grafické zobrazení výsledků je voleno pro režimy, které jsou voleny pomocí četnosti výskytu v MVEG jízdním testu pro druhou fázi, kdy už je motor zahřán a využívá velkého chladicího okruhu. Nejčastější hodnotou v MVEG testu je přibližně hodnota kolem 2000 otáček za minutu a momentu 20 až 30 Nm. Pro porovnání jsou voleny obě zatížení pro tyto otáčky i pro otáčky 3000 min⁻¹ a je volen i režim pro stejné otáčky a 70 Nm. Spotřeba paliva v závislosti na teplotě chladicí kapaliny pro zatížení $M_e = 20Nm$ je na obrázku 4.4, pro $M_e = 30Nm$ na obrázku 4.5 a pro $M_e = 70Nm$ na obrázku 4.6.



Obr. 4.4: Měrná spotřeba paliva v závislosti na shodné teplotě chladicí kapaliny v hlavě i bloku motoru při momentu 20 Nm.

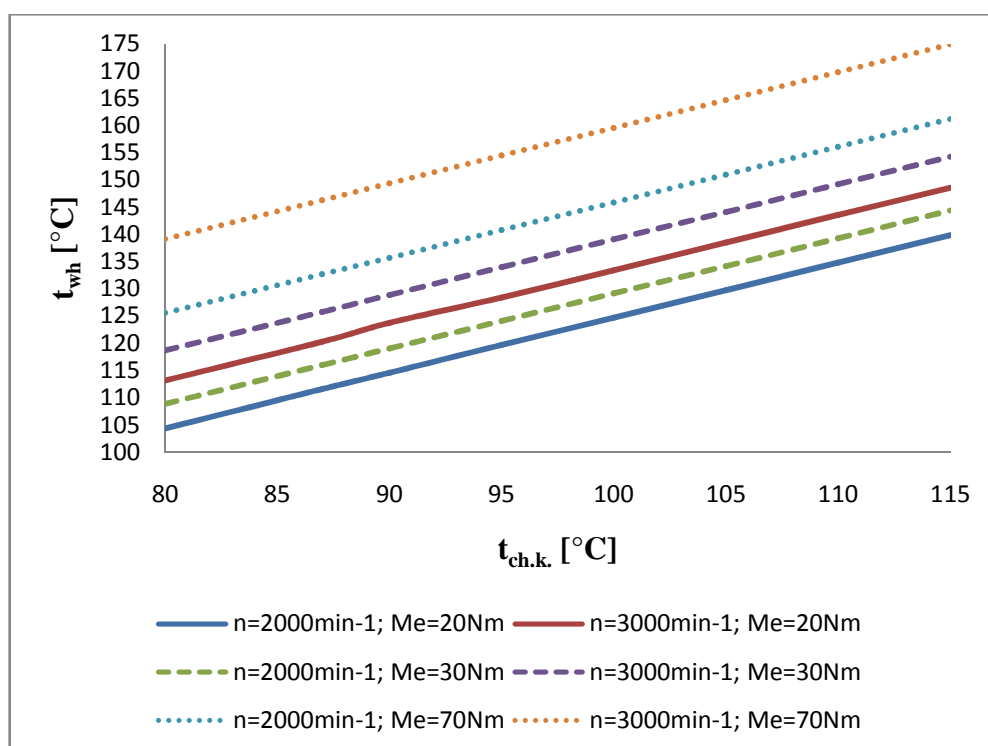


Obr. 4.5: Měrná spotřeba paliva v závislosti na shodné teplotě chladicí kapaliny v hlavě i bloku motoru při momentu 30 Nm.

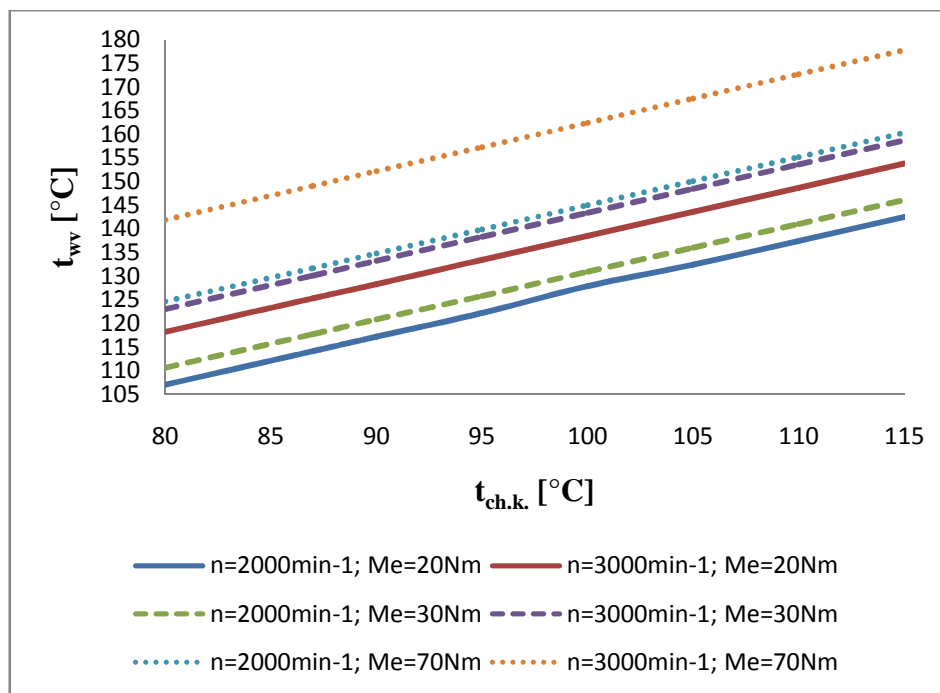


Obr. 4.6: Měrná spotřeba paliva v závislosti na shodné teplotě chladicí kapaliny v hlavě i bloku motoru při momentu 70 Nm.

Z grafů vyplývá, že s rostoucí teplotou chladicí kapaliny měrná spotřeba paliva klesá. Negativní stránkou ale je zvyšující se teplota dílů spalovacího prostoru. Teploty hlavy válců a teploty stěny válce jsou zobrazena v závislosti na teplotě chladicí kapaliny na obrázcích 4.7 a 4.8.

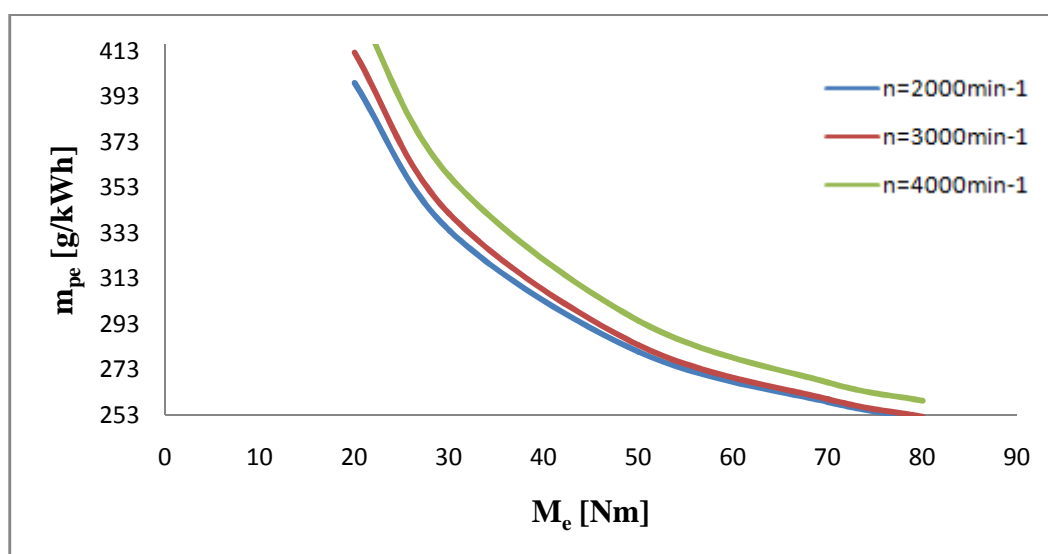


Obr. 4.7: Teplota stěny hlavy v závislosti na shodné teplotě chladicí kapaliny v hlavě i bloku motoru.



Obr. 4.8: Teplota stěny bloku válce v závislosti na shodné teplotě chladicí kapaliny v hlavě i bloku motoru.

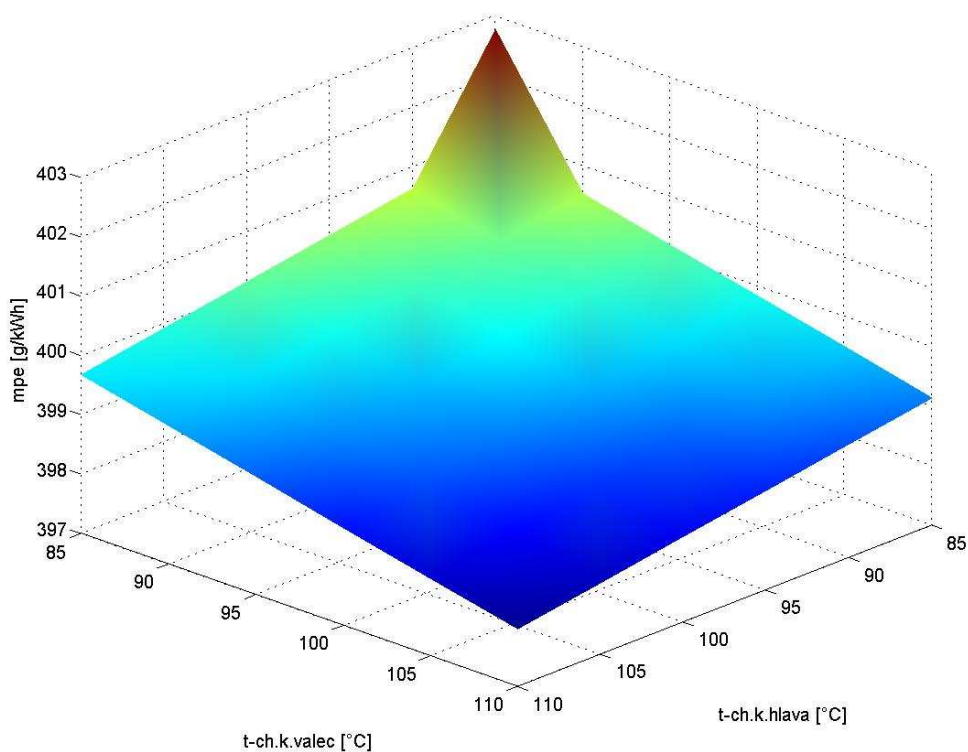
Z kombinací grafů pro měrnou spotřebu a teplot hlavy a bloku válců je patrné, že výše zmíněné rozsahy použití chladicí teploty kapaliny jsou optimální. V dalších porovnáváních už je volena teplota pro jeden okruh 95 °C, která je střední cestou z uvedených grafů a v praxi i používanou. Na obrázku 4.9 je znázorněn průběh spotřeby paliva v závislosti na zatížení motoru při různých otáčkách a teplotě chladicí kapaliny 95 °C.



Obr. 4.9: Měrná spotřeba paliva v závislosti na efektivním momentu při teplotě chladicí kapaliny 95 °C.

4.2.3. Vliv dvou-okruhového chlazení na měrnou spotřebu paliva

Závislost měrné spotřeby paliva na rozdílných teplotách chladicí kapaliny v hlavě a bloku válce je graficky ukázána na obrázku 4.10, hodnoty jsou pro otáčky 2000 min^{-1} a efektivní moment 20 Nm. Některé hodnoty možného nastavení jsou v tabulce 4.9.



Obr. 4.10: Závislost měrné spotřeby paliva na dvou-okruhovém chlazení při 2000 min^{-1} .

Tab. 4.9: Měrná efektivní spotřeba paliva pro dvou-okruhové chlazení.

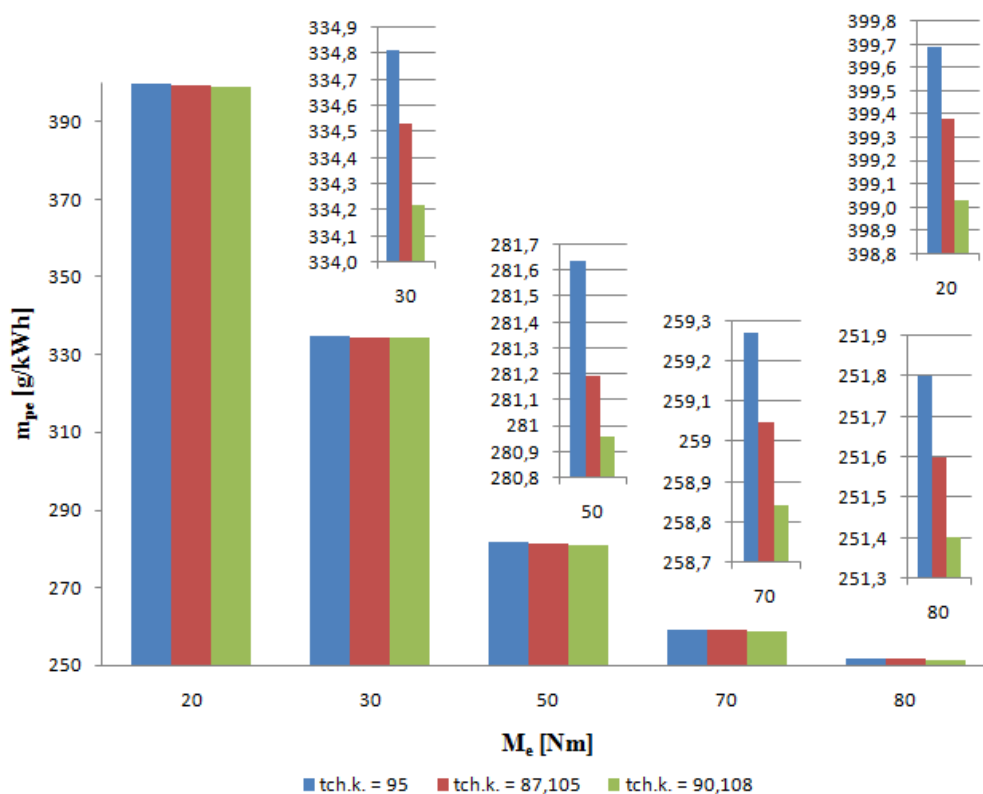
Teplota chladicí kapaliny v hlavě válce	Teplota chladicí kapaliny v bloku válce	Měrná efektivní spotřeba paliva
$t_{\text{ch.k.hlava}} [^{\circ}\text{C}]$	$t_{\text{ch.k.válec}} [^{\circ}\text{C}]$	$m_{\text{pe}} [\text{g/kWh}]$
87	105	399,38
90	105	399,24
90	110	398,90
95	105	399,00
95	110	398,66
100	105	398,76
100	110	398,43

4.2.4. Volba vhodného nastavení teplot termostatů

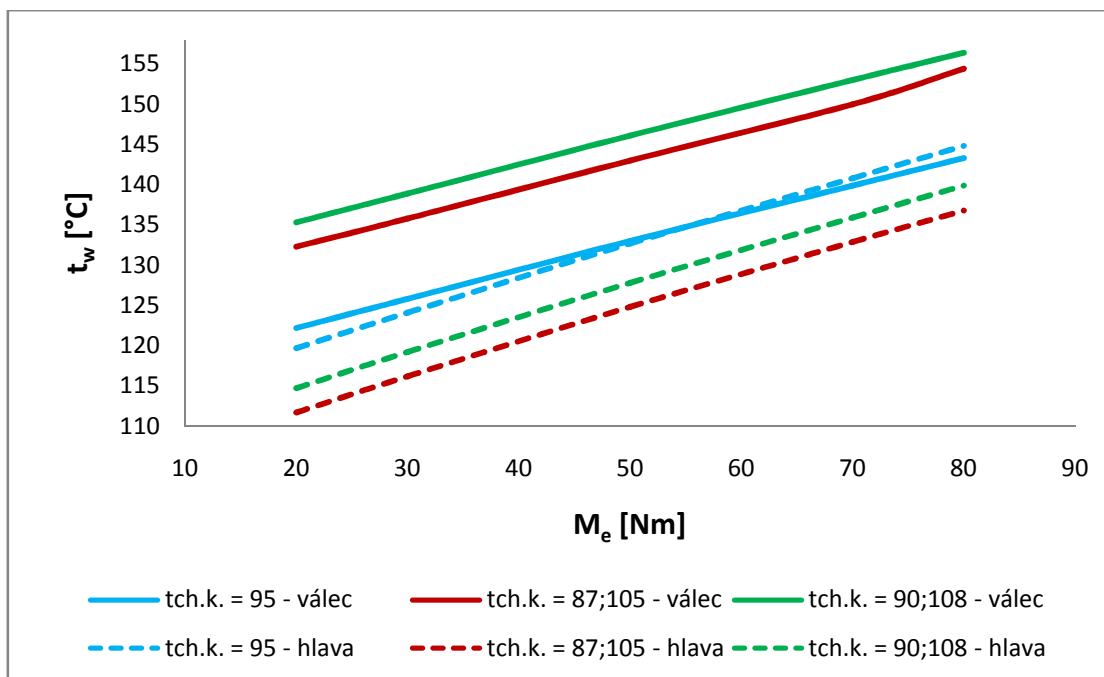
Z vypočtených hodnot je patrné, že s rostoucí teplotou chladicí kapaliny a tím i motoru spotřeba paliva klesá. Vhodným nastavením v závislosti pouze na spotřebě paliva by byla volba jednoho okruhu chlazení s teplotou kolem 105 až 110 °C. Ale tato hodnota teploty by měla negativní vliv např. na plnění válců nebo na klepání motoru. Volbou samostatných okruhů chlazení pro hlavu válců a bloku válců se např. nižší teplotou v hlavě zlepší plnění válců a vyšší teplotou v bloku dochází k rychlejšímu ohřevu a tím nižšímu tření. Volbou rozdílných teplot chladicí kapaliny dochází mezi oběma díly motoru k přestupu tepla mezi jejich stěnami.

Z tabulky 4.9 vyplývá, že rozdíl měrné spotřeby paliva je mezi jednotlivými možnostmi nastavení teplot kolem 1 g/kWh. V podobném rozsahu jsou i hodnoty u skutečných měření.

Motory s dvou-okruhovým chlazením používaných ve vozech Škoda, mají nastavení teplot chladicí kapaliny 87 °C pro hlavu a 105 °C pro blok motoru. Pro snížení spotřeby by bylo vhodné dané teploty zvýšit např. na teplotu chladicí kapaliny v hlavě 90 °C a teplotu v bloku motoru na 108 °C. Tyto dvě nastavení jsou v následujících grafech porovnávány s jednookruhovým chlazením při teplotě 95 °C.

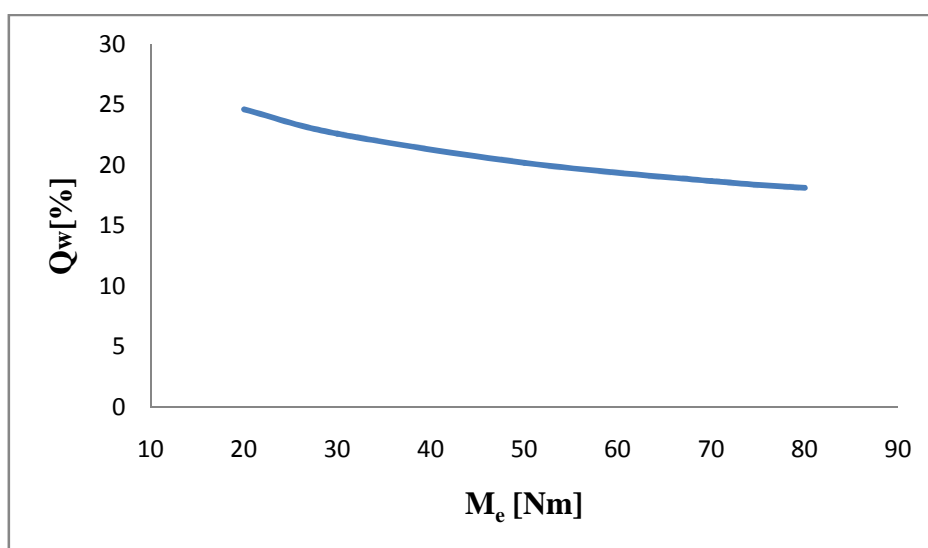


Obr. 4.11: Závislost měrné spotřeby paliva na zatížení motoru při různém nastavení teplot chladicí kapaliny při 2000 min⁻¹.



Obr. 4.12: Závislost měrné spotřeby paliva na zatížení motoru při různém nastavení teplot chladicí kapaliny při 2000 min^{-1} .

Z grafických výsledků vyplývá, že volený režim nastavení teplot termostatů na 90°C pro hlavu a 108°C pro blok motoru se oproti porovnávaným stavům výrazně neliší, dochází ke snížení spotřeby paliva a teploty nedosahují kritických hodnot. Proto lze tento stav brát za použitelný. Pro toto nastavení je na obrázku 4.13 zobrazen procentuální průběh odvedeného tepla stěnami v závislosti na zatížení motoru a v následujících tabulkách zobrazeny ostatní výsledky tohoto nastavení.



Obr. 4.13: Velikost odvedeného tepla v závislosti na zatížení motoru při teplotách 90 a 108°C .

Z výpočtového modelu je možné kromě spotřeby získat i další výsledky, jako jsou hodnoty přivedeného a odvedeného tepla, střední indikovaný tlak, který je významným ukazatelem kvality pracovního oběhu. Maximální tlak oběhu je důležitý pro řešení různých konstrukčních problémů a střední efektivní tlak umožňuje objektivně porovnat různé motory z hlediska energetického využití zdvihového objemu motoru a tím i technickou kvalitu motoru. Tyto a další výsledky jsou zobrazeny v tabulce 4.10 pro režim nastavení teplot termostatu na 90 a 108 °C a otáčky 2000 min⁻¹.

Tab. 4.10: Výsledky pro nastavení teplot 90 °C a 108 °C a $n = 2000 \text{ min}^{-1}$.

Teplo uvolněné hořením	Q_h [J]	349,55
Teplo odvedené stěnami	Q_w [J]	86,10
Teplo odvedené stěnami v %	Q_w [%]	24,6
Celkové teplo přivedené do oběhu	Q_v [J]	263,44
Hodinová spotřeba paliva	M_{pal} [kg/h]	1,67
Množství nasátého vzduchu	M_{vzd} [kg/h]	24,07
Střední indikovaný tlak oběhu	p_i [MPa]	0,30
Maximální spalovací tlak	p_{vmax} [MPa]	2,25
Střední ztrátový tlak třením	p_z [MPa]	0,09
Střední efektivní tlak motoru	p_e [MPa]	0,21
Ztrátový moment třením	M_z [Nm]	8,23
Efektivní moment motoru	M_e [Nm]	20,00
Efektivní výkon motoru	P_e [kW]	4,19
Měrná spotřeba paliva	m_{pe} [g/kWh]	399,03
Celková účinnost motoru	η_c [%]	20,74

Pro toto nastavení je také v příloze grafické zobrazení p-V diagramu, závislosti tepla a teploty s tlakem na pootočení klikového hřídele. Pro přehlednost jsou v tab. 4.11 zobrazeny i jiné režimy nastavených otáček pro teploty 90 °C a 108 °C.

Tab. 4.11: Výsledky pro nastavení teplot 90 °C a 108 °C.

n [min ⁻¹]	1500	2500	3000	3500	4000
Q _h [J]	341,4	358,76	370	382,72	395,60
Q _w [J]	93,59	81,21	78,40	76,42	74,91
Q _w [%]	27,4	22,6	21,2	20,00	18,9
Q _v [J]	247,81	277,55	291,60	306,29	320,69
M _{pal} [kg/h]	1,25	2,12	2,59	3,11	3,67
M _{vzd} [kg/h]	17,95	30,56	37,33	44,73	52,82
p _i [MPa]	0,28	0,31	0,32	0,34	0,36
p _{vmax} [MPa]	2,23	2,29	2,35	2,42	2,49
p _z [MPa]	0,07	0,10	0,11	0,13	0,14
p _e [MPa]	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21
M _z [Nm]	6,95	9,55	10,92	12,34	13,81
M _e [Nm]	19,93	19,96	19,97	20,04	20,05
P _e [kW]	3,13	5,23	6,27	7,35	8,40
m _{pe} [g/kWh]	398,01	405,98	413,02	422,62	436,46
η _c [%]	20,79	20,38	20,04	19,58	18,96

Z tabulky 4.11 vyplývá, že při stejném efektivním momentu motoru a zvyšujících se otáčkách spotřeba paliva roste. Rostou i maximální tlaky a ztrátový moment třením. Naopak s rostoucími otáčkami klesá procentuální odvod tepla chlazením a celková účinnost motoru také klesá.

5. Závěr

První část diplomové práce tvoří popis používaných druhů chlazení zážehových motorů a jejich okruhů chladicí kapaliny. V rešeršní části jsou dále popsány hlavní součásti chladicího systému, jako je chladič, termostat, chladicí čerpadlo apod. Další kapitola práce se zaměřuje na vytvoření výpočtového modelu. Jsou zde popsány použité vztahy pro děje ve spalovacím prostoru a následného přestupu tepla. To posléze vede k vytvoření výpočtového modelu, který je vytvořen v programu Microsoft Excel a k diplomové práci je přiložen na CD. Program je tvořen několika listy, které jsou na sebe závislé a potřebné pro funkčnost modelu. V poslední části diplomové práce je vyhodnoceno využití dvou-okruhového chlazení u motoru 1,2 l MPI 51kW a vliv nastavení teplot termoregulátoru na spotřebu paliva.

Výpočtový model je sestaven pro jeden pracovní cyklus jednoho válce motoru s teplotami, kdy je motor již zahřátý na provozní teplotu a využívá obou chladicích okruhů při dvou-okruhovém chlazení. Z výsledků je za optimální nastavení bráno nastavení termostatu pro hlavu válců na 90 °C a druhý termostat určený pro chladicí kapalinu proudící blokem válců je nastaven na teplotu 108 °C. Toto nastavení teplot zajišťuje snížení spotřeby paliva a teploty nepřekračují kritické hodnoty. U měřeného benzinového motoru 1,2 l MPI/51 kW je rozdíl v měrné spotřebě paliva, při možném nastavení, mezi chlazením s jedním termostatem při teplotě 95 °C a dvěma termostaty s uvedeným nastavením teplot 90 a 108 °C, necelý 1 g/kWh. Tato hodnota není příliš velká a při plném využití dvou-okruhového chlazení se spotřeba výrazně neliší od jednookruhového chlazení. Při reálných měření na jiných benzinových motorech se rozdíl v měrné spotřebě paliva pohybuje také kolem 1 g/kWh.

Výhodou dvou-okruhového chlazení je však rychlejší dosažení provozní teploty. Při startu motoru nebo mírném zatížení stačí pohánět kapalinu pouze hlavou válců, chlazení bloku se připojuje až v případě potřeby. V součtu je potřeba nižší energie pro chlazení. Z výsledků také vychází, že teplo odvedené chlazením se při různých režimech pohybuje v rozmezí 18 až 30 %, což odpovídá hodnotám uváděným v rešeršní části.

Sestavený výpočtový model je využit u zadavatele diplomové práce společnosti Škoda Auto, a.s. a měl by usnadňovat porovnávání jednotlivých motorů a posuzovat možnosti využití dvou-okruhového chlazení.

Seznam použité literatury

- [1] Beroun, S.: Vozidlové motory. Studijní texty (pdf)
- [2] Beroun, S., Scholz, C., Blažek, J.: Parametry hoření motorových paliv ve válci pístových spalovacích motorů. (pdf)
- [3] Cedrich, M. R., Schwarz, J.: Automobily Škoda Fabia. Grada publishing, a.s. 2003
- [4] Heywood, J.: Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill 1988
- [5] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. SNTL Praha 1978
- [6] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. SNTL Praha 1983
- [7] Lusk, Z.: Tepelná roztažnost pístu spalovacího motoru. (Diplomová práce) Katedra vozidel a motorů TUL Liberec 2003
- [8] McAssey Jr., E. V., Kandlikar, S. G.: Convective head transfer of binary mixtures. (pdf)
- [9] Merker, G. P., Schwarz, Ch., Stiesch, G., Otto, F.: Simulating Combustion. Springer 2006
- [10] Olehla, J.: Termomechanika. TUL Liberec 1992
- [11] Páv, K.: Základy 0-D modelování PSM. (pdf)
- [12] Páv, K.: Simulace pracovního oběhu čtyřdobého spalovacího motoru. (pdf)
- [13] Petříková, M., Kryštůfek, P.: Tabulky a diagramy pro termodynamiku. TUL Liberec 2007
- [14] Rauscher, J.: Spalovací motory. Učební texty (pdf)
- [15] Schwarz, J.: Automobily Škoda Fabia II. Grada publishing, a.s. 2008
- [16] Schwarz, J.: Automobily Škoda Octavia II. Grada publishing, a.s. 2010
- [17] Vlasák, Z.: Diagnostika a opravy chlazení spalovacích motorů. (pdf)
- [18] Vlk, F.: Automobilová technická příručka. Prof. Ing. František Vlk, nakladatelství a vydavatelství 2003
- [19] Zprávy z měření na motoru 1,2l 51 kW MPI. Škoda Auto, a.s.
- [20] Internetový odkaz: <http://grewal.wikispaces.com/file/view/Cooling+System.pdf>
- [21] Internetový odkaz: http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-teo-207.00_chlazenipistovychspalovacichmotoru.pdf
- [22] Internetový odkaz: http://www.hella.cz/_data/chladici-systemy-vozidel.pdf
- [23] Internetový odkaz: <http://www.kvm.tul.cz/>

Přílohy

Příloha 1: Úplná charakteristika z měření na motoru 1,2 l MPI/51 kW[19].

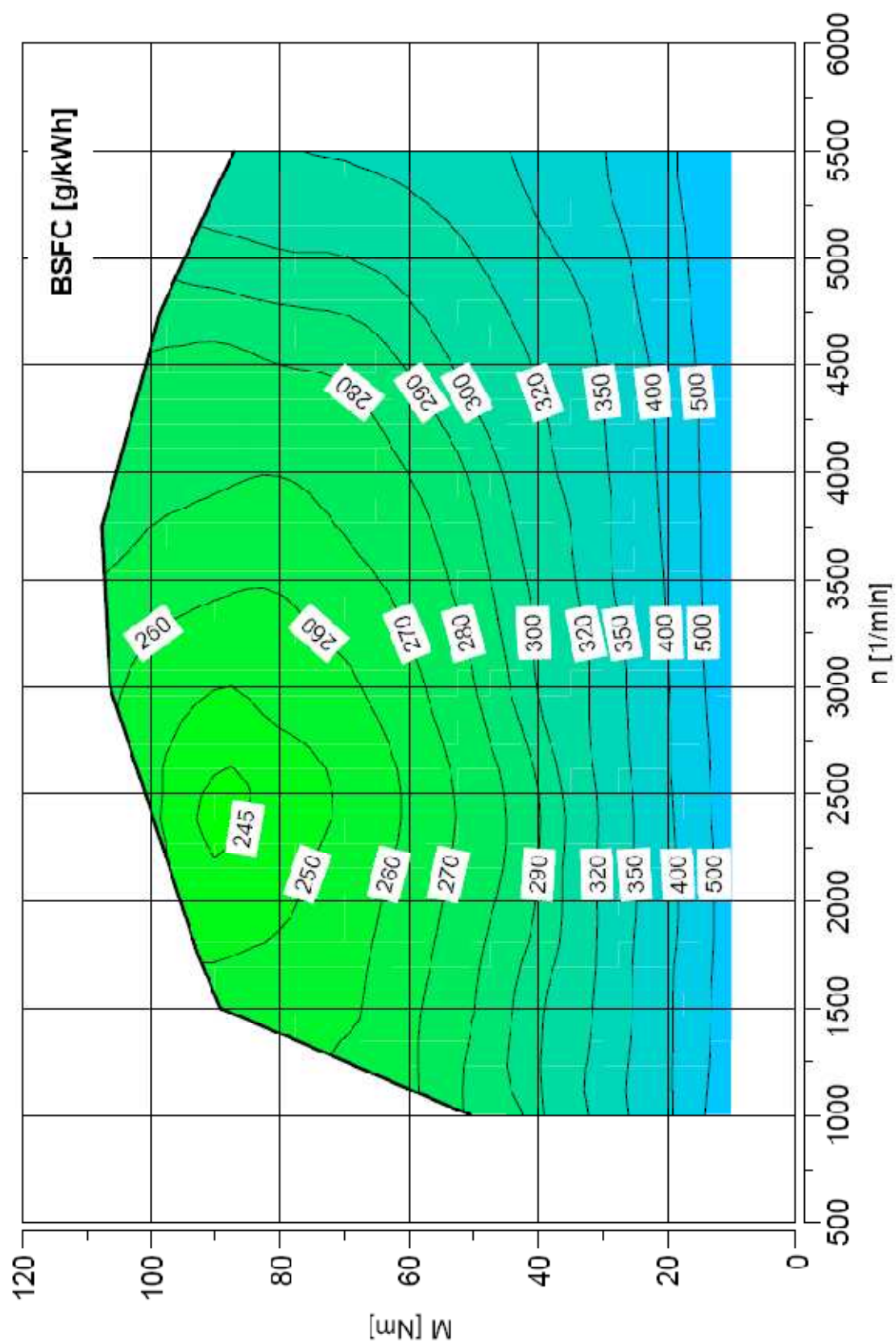
Příloha 2: $p - V$ diagram.

Příloha 3: Průběh teploty a tlaku ve spalovacím prostoru válce.

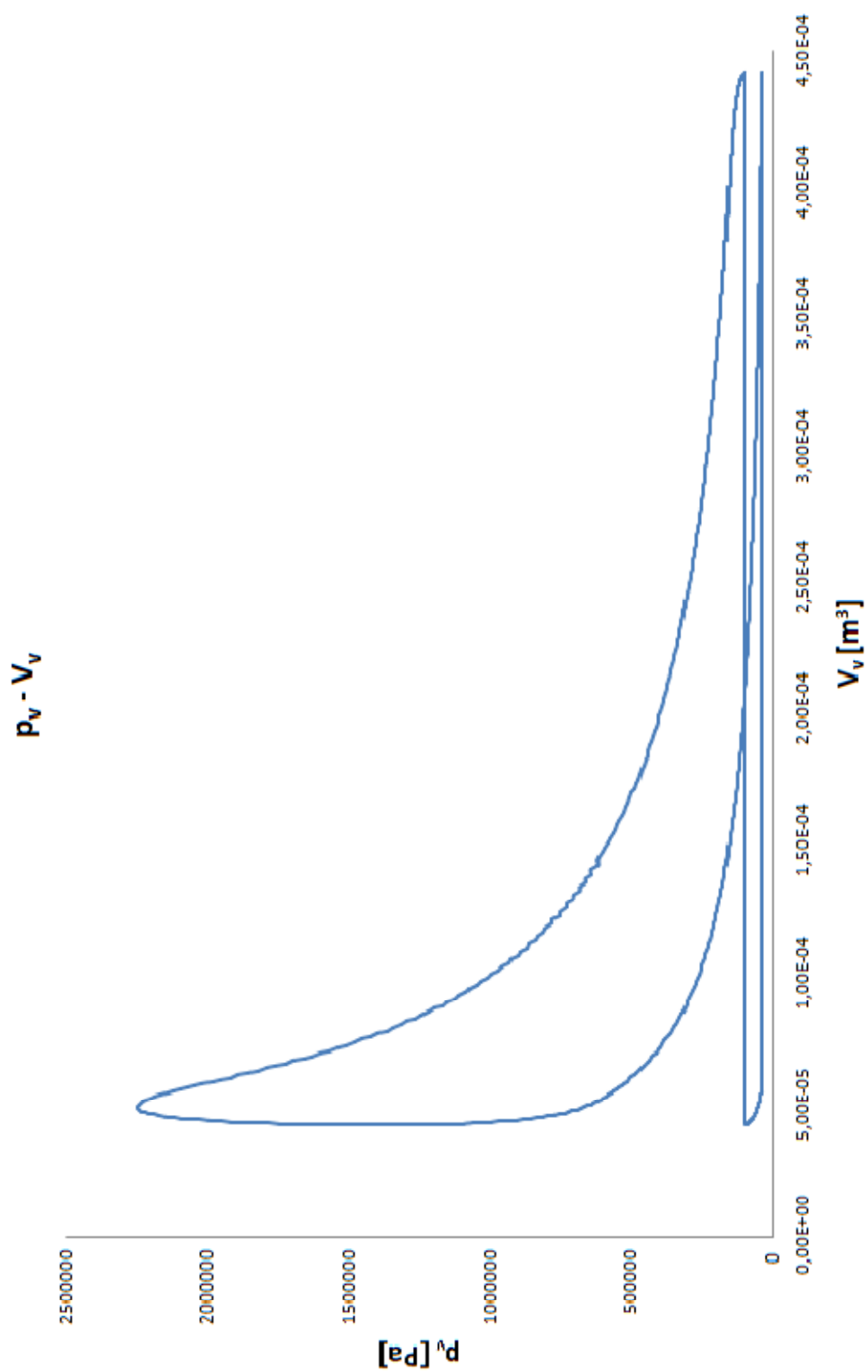
Příloha 4: Průběh tepla uvolněného hořením a přivedeného do oběhu.

Příloha 5: Průběh tepla odvedeného stěnami.

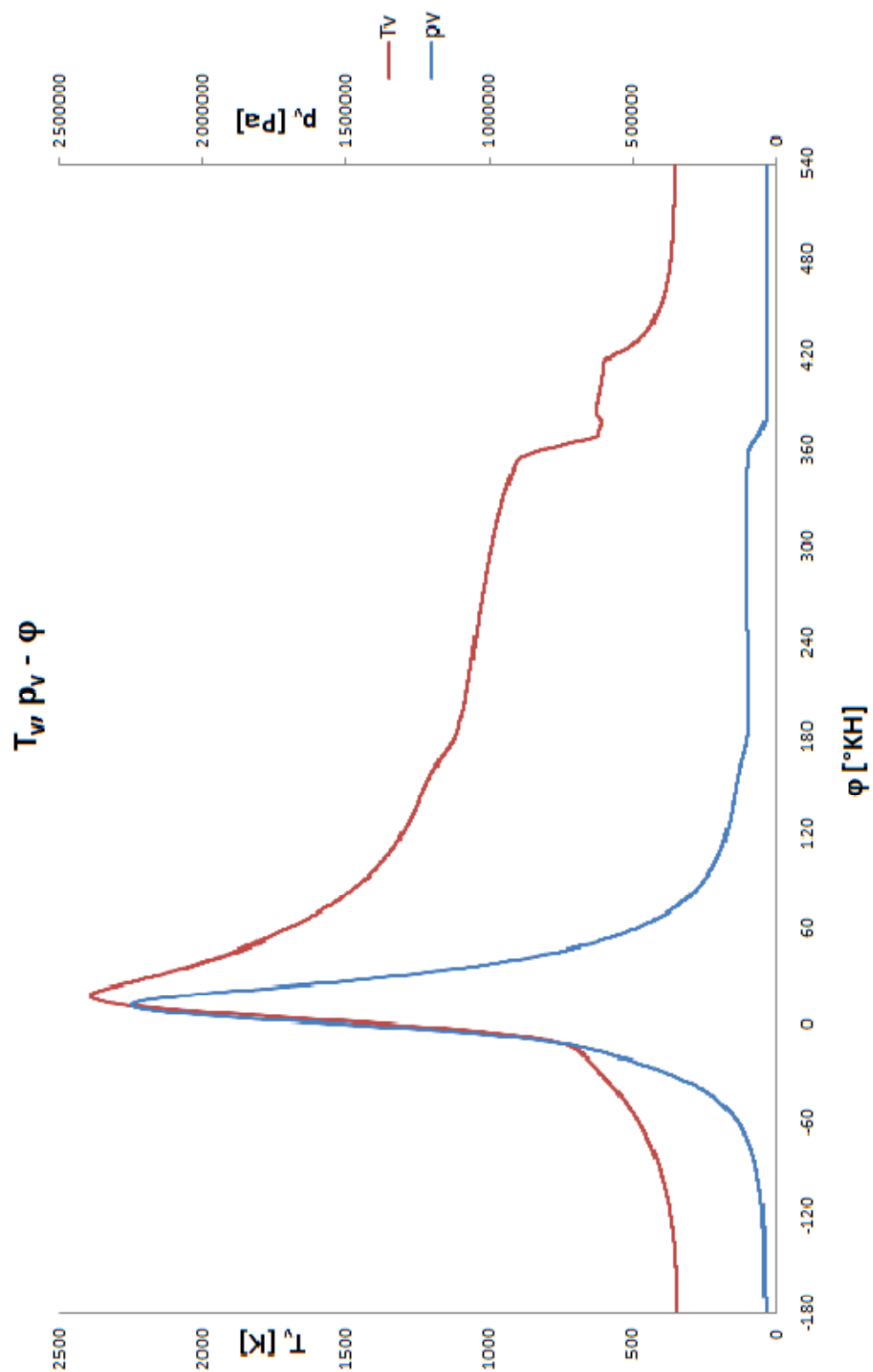
Příloha 1: Úplná charakteristika z měření na motoru 1,2 l MPI/51 kW [19].



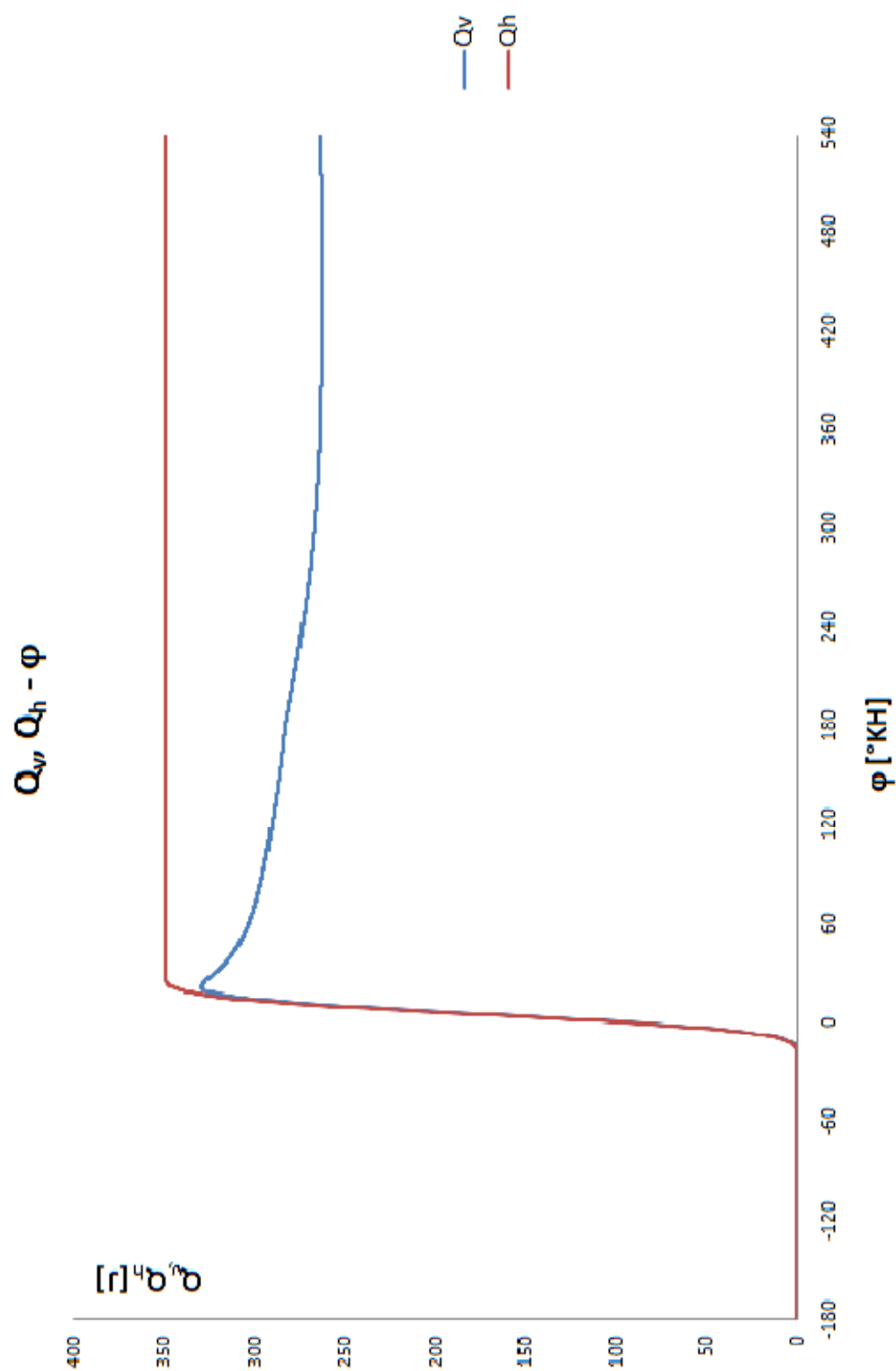
Příloha 2: p – V diagram



Příloha 3: Průběh teploty a tlaku ve spalovacím prostoru válce.



Příloha 4: Průběh tepla uvolněného hořením a přivedeného do oběhu.



Příloha 5: Průběh tepla odvedeného stěnami.

